



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

# **DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR**



**Memoria y Anexos**

<b>Autor:</b>	Oriol Boix Puig
<b>Director:</b>	Domingo Santos Espada
<b>Convocatoria:</b>	Junio 2018



## Resumen

El presente proyecto consiste en el diseño térmico y mecánico de un intercambiador de calor de tubo y carcasa, más concretamente un tipo kettle. Para el diseño térmico se ha desarrollado un método de diseño a partir del método de Kern para el diseño térmico de intercambiadores de tubo y carcasa, expresiones del TEMA y correlaciones desarrolladas por expertos en el tema. Se han comprobado los resultados con el HTRI, un software de diseño térmico de intercambiadores de calor.

El diseño mecánico se ha realizado con el AD-Merkblätter, un código de diseño alemán, y se han comprobado los resultados con el AUTOPIPE VESSEL un software de diseño mecánico de recipientes a presión.

Para completar el proyecto también se tratan temas como el proceso de fabricación y la legalización del intercambiador de acuerdo con la directiva vigente de recipientes a presión 2014/68/UE, a parte del estudio económico y medioambiental.

## Resum

El present projecte consisteix en el disseny tèrmic i mecànic d'un intercanviador de calor de tub i carcassa, més concretament un tipus kettle. Per al disseny tèrmic s'ha desenvolupat un mètode de disseny a partir del mètode de Kern per al disseny tèrmic d'intercanviadors de tub i carcassa, expressions del TEMA i correlacions desenvolupades per experts en el tema. S'han comprovat els resultats amb l'HTRI, un software de disseny tèrmic d'intercanviadors de calor.

El disseny mecànic s'ha realitzat amb l'AD-Merkblatter, un codi de disseny alemany, i s'han comprovat els resultats amb el AUTOPIPE Vessel un software de disseny mecànic de recipients a pressió.

Per completar el projecte també es tracten temes com el procés de fabricació i la legalització de l'intercanviador d'acord amb la directiva vigent de recipients a pressió 2014/68 / UE, a part de l'estudi econòmic i mediambiental.

## **Abstract**

The present project consists of the thermal and mechanical design of a tube and Shell heat exchanger, more specifically a kettle type. For the thermal design, a design method has been developed based on the Kern method for the thermal design of tube and shell exchangers, expressions of the TEMA and correlations developed by experts in the field. The results have been checked with the HTRI, a thermal design software for heat exchangers.

The mechanical design has been made with the AD-Merkblätter, a German design code, and the results have been verified with the AUTOPIPE VESSEL, a mechanical design software for pressure vessels.

To complete the project, issues such as the manufacturing process and the legalization of the exchanger with in accordance with the current directive on pressure vessels 2014/68 / EU are also dealt, apart from the economic and environmental study.

## Agradecimientos

Quiero agradecer la ayuda recibida para elaborar este proyecto al director de este, Domingo Santos Espada. También a la empresa J. Mabres, S.L. y por poner a mi disposición los programas necesarios para diseñar el intercambiador y su tiempo.

# Índice

<b>RESUMEN</b>	<b>I</b>
<b>RESUM</b>	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>III</b>
<b>AGRADECIMIENTOS</b>	<b>IV</b>
<b>1. PREFACIO</b>	<b>1</b>
1.2. Motivación .....	1
1.3. Requerimientos previos.....	1
<b>1. INTRODUCCIÓN A LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR</b>	<b>3</b>
<b>2. CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR</b>	<b>4</b>
2.1. Clasificación según tipo de construcción .....	4
2.2. Clasificación según proceso de transferencia .....	6
2.3. Clasificación según distribución de flujos.....	6
2.4. Clasificación según fase de los fluidos.....	7
2.5. Clasificación según número de fluidos.....	7
2.6. Clasificación según mecanismos de transferencia .....	7
<b>3. DISEÑO TÉRMICO</b>	<b>9</b>
3.1. Condiciones de diseño.....	9
3.1.1. Uso del vapor en la industria alimentaria .....	9
3.2. Elección del tipo de intercambiador .....	10
3.3. Elección del método de diseño.....	10
3.4. Fundamentos del proceso de ebullición.....	11
3.4.1. Pool boiling .....	11
3.4.2. Distintos regímenes de ebullición en pool boiling .....	13
3.5. Proceso general de un diseño térmico.....	15
3.6. Cálculo térmico.....	21
3.6.1. Cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos. ....	22
3.6.2. Cálculo del coeficiente de película del lado de la carcasa. ....	26
3.6.3. Cálculo de la caída de presión en el lado tubos. ....	32
3.6.4. Cálculo de la caída de presión en el lado carcasa.....	33
3.6.5. Evaluación del diseño térmico .....	33

<b>4.</b>	<b>DISEÑO MECÁNICO</b>	<b>36</b>
4.1.1.	Introducción .....	36
4.1.2.	Cálculos mecánicos de cada componente según el código AD-Merkblätter .....	37
4.1.3.	Evaluación del diseño mecánico.....	56
<b>5.</b>	<b>MATERIALES</b>	<b>57</b>
<b>6.</b>	<b>FABRICACIÓN</b>	<b>59</b>
<b>7.</b>	<b>LEGALIZACIÓN</b>	<b>62</b>
<b>8.</b>	<b>ESTUDIO ECONÓMICO</b>	<b>66</b>
<b>9.</b>	<b>ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL</b>	<b>70</b>
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>71</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>73</b>
	<b>ANEXOS</b>	<b>75</b>



# **1. Prefacio**

En este proyecto se diseña térmica y mecánicamente un intercambiador de calor. A continuación, se exponen las motivaciones y los requerimientos previos para realizar este proyecto.

## **1.2. Motivación**

El diseño térmico es un tema que me gusta desde que me fue expuesto en la clase de ingeniería térmica y posteriormente tuve la oportunidad de cursar prácticas en una ingeniería dedicada al diseño de intercambiadores de calor y recipientes a presión.

## **1.3. Requerimientos previos**

Me ha sido muy útil la realización del trabajo del diseño térmico de un intercambiador en la asignatura de ingeniería mecánica. También mi estancia en la empresa me ha permitido adquirir los conocimientos necesarios para realizar este proyecto de forma satisfactoria.

# **1. Introducció a los intercambiadores de calor**

Un intercambiador de calor es un elemento encargado de facilitar el flujo de calor entre dos fluidos. El fluido caliente cede calor al frío enfriándose el caliente y calentándose el fluido frío. El funcionamiento de estos está basado en los distintos métodos de intercambio de calor existentes: conducción, convección y radiación, que serán brevemente descritos más adelante. Son usados en sistemas de refrigeración, de calefacción, procesos de cambio de fase, entre otras aplicaciones.

En función de las diversas aplicaciones existen un gran número de tipos que se pueden clasificar según varios criterios que se exponen en el siguiente punto del presente proyecto.

## 2. Clasificación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar según:

- Construcción
- Proceso de transferencia
- Distribución de pasos
- Distribución de flujos
- Fase de los fluidos
- Número de fluidos
- Mecanismos de transferencia

### 2.1. Clasificación según tipo de construcción

De clasificar los intercambiadores según el tipo de construcción se obtienen los siguientes tipos:

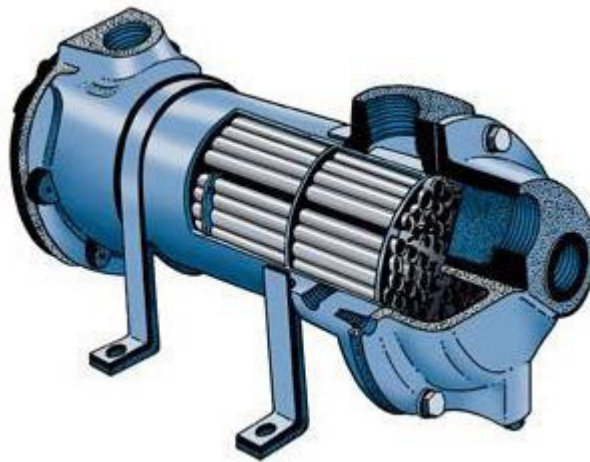
- Intercambiadores tubulares
- Intercambiadores de placas
- Intercambiadores compactos
- Intercambiadores regenerativos

#### Intercambiadores tubulares

Son intercambiadores formados por uno o más tubos que de forma habitual se encuentran envueltos por una carcasa.

El fluido caliente transmite el calor por convección a la pared del tubo, interior o exterior en función de donde esté localizado el fluido caliente, la pared del tubo transmite el calor por conducción a la otra pared y el fluido frío recibe el calor por convección.

Dentro de los intercambiadores tubulares existen distintos tipos en función de la complejidad de este. El más simple es el formado por un solo tubo. El fluido circula a través del tubo e intercambia calor con el ambiente. De complejidad intermedia está el compuesto por dos tubos concéntricos donde se dan dos flujos distintos: uno que circula a través del interior del tubo de diámetro más pequeño y otro que circula en el espacio que queda entre los dos tubos. Y el más complejo de todos es el intercambiador de carcasa y tubo donde varios tubos quedan envueltos por una carcasa. Un fluido circula por la carcasa o envolvente y el otro por el interior de los tubos.



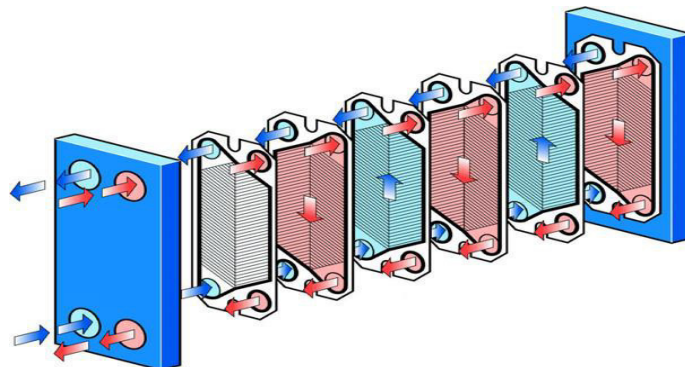
**Fig.2.1.** Intercambiador de carcasa y tubos. Imagen extraída de <http://termojet.com>

### Intercambiadores de placas

Están contruidos a partir de placas metálicas prensadas entre si que separan el flujo del fluido caliente del frío. El fluido caliente cede calor a la placa por convección, la placa transmite el calor por conducción a través de ella, y esta calienta el fluido frío por convección. Este tipo de intercambiador no trabaja bien a altas presiones y temperaturas.

Cada placa tiene cuatro aberturas una de salida y entrada para cada fluido. El fluido frío y caliente pasa entre las placas de forma alterna. Esto se consigue con juntas situadas alrededor de las placas que permiten o no el paso del fluido entre estas.

Las placas llevan ondulaciones para hacer más turbulento el fluido y así potenciar la transferencia de calor, aunque por otro lado aumentan las pérdidas de carga.



**Fig.2.2.** Funcionamiento de un intercambiador de placas. Imagen extraída de <http://t-solucion.com>

### **Intercambiadores de calor compactos**

Son pequeños y económicos se construyen para conseguir una gran superficie de transferencia de calor en un volumen reducido, normalmente superan los  $700\text{ m}^2$  por  $\text{m}^3$ . Son intercambiadores de calor compactos los radiadores de los coches. También son usados en la refrigeración de componentes electrónicos. Habitualmente como mínimo uno de los dos fluidos se encuentra en estado gaseoso, aunque de forma común ambos son gases.

### **Intercambiadores de calor regenerativo**

En este tipo de intercambiadores el fluido caliente y el frío circulan por la misma superficie. Primero lo hace el caliente, cediendo calor a la superficie por convección. Después lo hace el frío absorbiendo el calor almacenado por la superficie también por convección.

## **2.2. Clasificación según proceso de transferencia**

Según el tipo de proceso de transferencia que se del intercambiador se clasifican en intercambiadores de contacto directo o indirecto.

En los de contacto directo los dos fluidos están en contacto, sin ningún tipo de separación. Con esto se consigue que las diferencias de temperatura se minoricen. Es indispensable que los fluidos sean inmiscibles entre si, ya que después del proceso de transferencia de calor se han de separar.

En los de contacto indirecto los fluidos frío y caliente están separados por una pared. Como por ejemplo en los intercambiadores de carcasa y tubo, donde los dos fluidos quedan separados por la pared del tubo.

## **2.3. Clasificación según distribución de flujos**

Dentro de un intercambiador los fluidos pueden circular de distinta forma uno respecto del otro:

- Flujo a contracorriente: los dos fluidos circulan en la misma dirección i sentido.

- Flujo paralelo: los fluidos circulan en la misma dirección, pero distinto sentido.
- Flujo cruzado: los fluidos circulan en distintas direcciones.

## 2.4. Clasificación según fase de los fluidos

Son intercambiadores en los que se produce una transferencia de calor entre las siguientes fases: líquido-líquido, gas-gas o gas-líquido.

## 2.5. Clasificación según número de fluidos

Lo habitual es que los intercambiadores de calor trabajen con dos fluidos, pero existen algunos que trabajan con tres fluidos, aunque su uso queda restringido a aplicaciones muy específicas.

## 2.6. Clasificación según mecanismos de transferencia

Los procesos de intercambio de calor se pueden producir a través de tres mecanismos diferentes: conducción, convección o radiación. En algunos casos se produce a través la combinación de dos o tres de estos.

### - Conducción

Es el proceso de transferencia de calor que se da cuando dos cuerpos a distintas temperaturas están en contacto directo. El calor fluye del cuerpo a mayor temperatura al de menor temperatura a través de del material de los cuerpos.

La ley que permite cuantificar este tipo de proceso es la descrita por Fourier que dice lo siguiente:

El flujo de calor de calor transmitido a través de un cuerpo es proporcional a la diferencia de temperaturas entre los dos extremos de este. El flujo y la diferencia de temperatura están relacionados por una constante de proporcionalidad, la conductividad térmica. Esta es una propiedad física del material que mide la capacidad de transferir calor de este. El área de la superficie es otro factor a tener en cuenta, cuanto mayor sea esta mayor será el flujo de calor transmitido.

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{d}$$



$\dot{Q} = \text{flujo de calor} \left( \frac{J}{s} \right)$

$Q = \text{calor total transferido} (J)$

$t = \text{tiempo} (s)$

$k = \text{conductividad térmica} \left( \frac{J}{m \cdot s \cdot K} \right)$

$\Delta T = \text{diferencia de temperaturas entre los dos extremos} (K)$

$d = \text{distancia entre los dos externos} (m)$

#### - **Convección**

En este proceso la transferencia de calor es consecuencia del movimiento de un fluido, el calor es transportado por medio del movimiento de este. Este es un proceso complejo de cuantificar ya que depende de muchos factores tales como propiedades del fluido y condiciones de flujo entre otras.

#### - **Radiación**

La transferencia de calor se produce a través de ondas electromagnéticas. Para que se de este tipo de proceso es necesario que el cuerpo caliente se encuentre a una temperatura muy elevada ya que solo emiten radiación electromagnética a estas temperaturas tan altas.

## 3. Diseño térmico

### 3.1. Condiciones de diseño

Una fábrica dedicada a la elaboración de alimentos requiere un caudal de 500 kg/h de vapor limpio y dispone de agua sobrecalentada que sale de una caldera a 175°C y 10 bar. El vapor se generará a partir de agua a 135°C a 4 bar de presión que sale de una unidad de tratamiento para purificarla. Se desea que la temperatura de salida del fluido caliente sea de 150°C. Las pedidas de presión admisibles especificadas por el cliente son de 0,5 bar por ambos lados.

Sabiendo que la temperatura de saturación del agua a 4 bar es de 143,1°C y esta entra a 135°C, se puede deducir que será necesario un aporte de calor sensible al agua a parte del calor latente para vaporizar el agua.

#### 3.1.1. Uso del vapor en la industria alimentaria

El vapor es usado de forma frecuente en la industria alimentaria y de bebidas. Muchas veces este vapor entra en contacto directo con el producto que consumirá el cliente, es por este motivo que el fabricante debe asegurarse que este presente unos niveles de calidad aptos.

Uno de los métodos existentes para asegurar la calidad del vapor es el uso de filtros de acero inoxidable fino, normalmente con un poro de 5 micras. Este está diseñado para retener el 95% de las partículas superiores a 2 micras, lo que permite el paso del 5% de las partículas superiores a 2 micras y el 100% de las inferiores a 2 micras. Por tanto, este método no asegura que el vapor sea apto para el uso en industria alimentaria.

Otro método es el uso de generadores de vapor limpio. El vapor se obtiene a partir de agua previamente tratada mediante métodos que aseguran un nivel de calidad adecuado de esta. A parte de tratar el agua es importante asegurarse de que todos los materiales que estén en contacto con esta sean de acero inoxidable, generalmente grado 304, 316 o 316L, para evitar la corrosión y no contaminar el vapor. Igual de importante es cuidar el acabado de superficies para evitar la generación de microbios en las rugosidades.

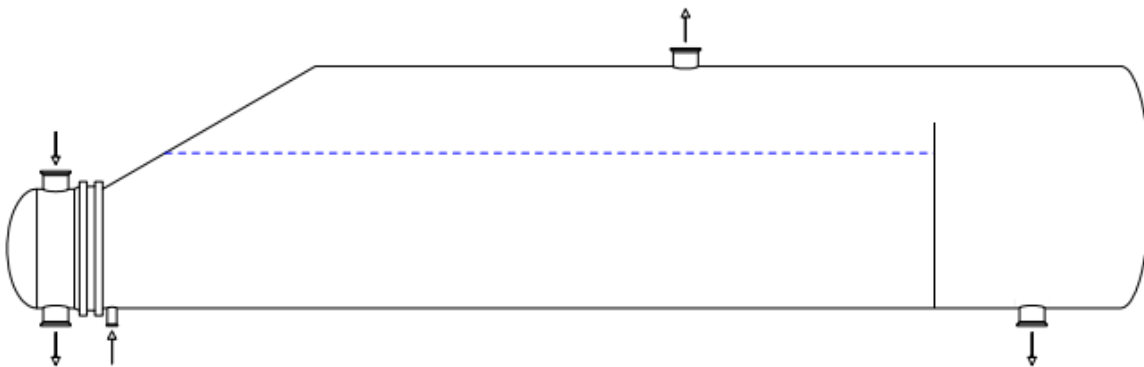
Esta opción si asegura que el vapor resultante podrá ser usado de forma segura en procesos en los que entre en contacto con alimentos o bebidas, tales como cocciones al vapor o desinfección de alimentos o maquinaria.



### 3.2. Elección del tipo de intercambiador

Cuando se requiere vaporizar un fluido al son recomendados los intercambiadores de carcasa y tubo tipo reboiler. Si, además, como es el caso, se vaporiza totalmente el fluido y se requiere que este sea limpio, es adecuado utilizar un reboiler tipo kettle (BKU). Este presenta una carcasa con un diámetro mayor que el haz tubular que permite que el fluido que se vaporiza se despegue de forma fácil del líquido.

Además, el cabezal tipo U (formado por tubos en U) permite el ahorro de una placa tubular y permite dilataciones térmicas sin generar tensiones.



**Fig.3.1.** Croquis de un kettle.

El funcionamiento del kettle es el siguiente, por los tubos circula el fluido caliente encargado de aportar el calor necesario para vaporizar el fluido de la carcasa y aportar calor sensible en caso de que sea necesario. Dispone de un espacio entre la carcasa y el haz tubular que permite que el vapor se despegue del líquido. A parte está equipado con una presa que permite mantener un cierto nivel de agua por encima del haz tubular.

### 3.3. Elección del método de diseño

Se ha decidido hacer el diseño térmico de este equipo desarrollando un procedimiento de cálculo a partir del método de Kern para el cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos, la correlación de Palen para el coeficiente del lado de la carcasa y conceptos generales expuestos en el apartado 3.6. Posteriormente se comprobará el diseño con el software de diseño térmico HTRI.

### 3.4. Fundamentos del proceso de ebullición

El proceso de ebullición es un fenómeno complejo de transferencia de calor en el que un fluido en forma líquida se vaporiza. Principalmente se divide en dos tipos: pool boiling y fluid boiling. En el primero el proceso de ebullición tiene lugar en la superficie externa del fluido o en la superficie del elemento a través del cual se produce el intercambio de calor, el fluido no presenta ningún tipo de movimiento. En términos de transferencia de calor se describe como un proceso de convección natural. En el segundo el proceso de ebullición tiene lugar solo en la superficie a través de la cual se produce el intercambio de calor, pero en este caso el fluido a vaporizar si presenta movimiento inducido de forma externa mediante, por ejemplo, un sistema de bombeo. En términos de transferencia de calor se describe como un proceso de convección forzada.

Como el tipo intercambiador seleccionado anteriormente para satisfacer las necesidades del cliente es un kettle y el funcionamiento de este está basado en el fenómeno de pool boiling, solo se explicará este tipo de ebullición en este apartado.

#### 3.4.1. Pool boiling

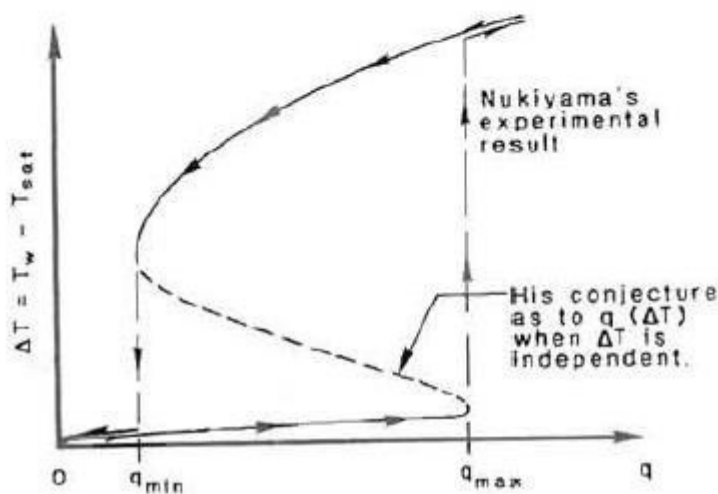
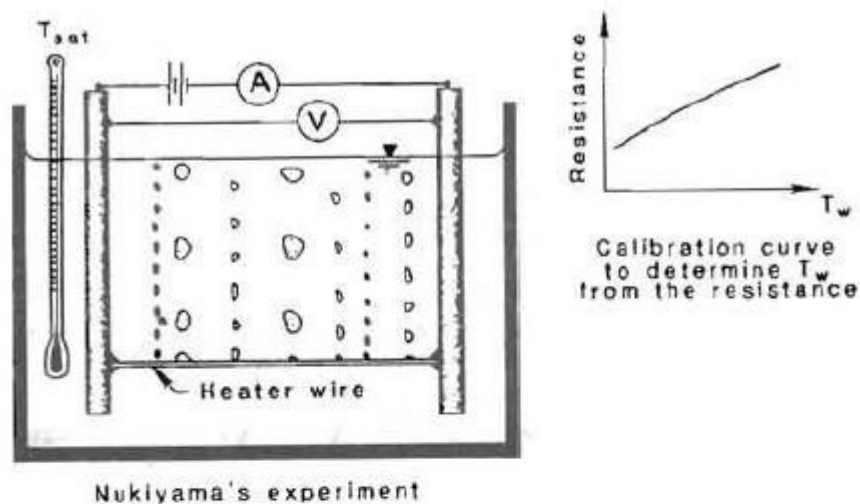
El primer científico en interesarse por el proceso de ebullición de un fluido fue Leidenfrost en 1756. Leidenfrost realizó el siguiente experimento: calentó una cuchara a distintas temperaturas, las llenaba con agua y contaba cuanto tiempo tardaba en vaporizarse por completo.

Observo que cuando la cuchara estaba calentada a una temperatura cercana a la temperatura de ebullición del agua, esta se convertía en vapor en pocos segundos. En cambio, cuando calentaba la cuchara a temperaturas muy por encima de la temperatura de ebullición del agua esta tardaba alrededor de un minuto en vaporizarse.

No fue hasta 1934 cuando Nukiyama cuantificó este experimento. Para ello propuso realizar el experimento de la siguiente forma: usó un cable horizontal como calefactor y termómetro de resistencia a la vez. De esta forma pudo medir el flujo de calor y la diferencia de temperaturas entre la temperatura de saturación del fluido y la temperatura del cable.

Al principio la diferencia de temperatura aumenta poco mientras el flujo de calor se eleva a valores grandes. Luego, de repente, aparece un salto de unos 1000 °C para el cual el valor del flujo de calor se mantenía constante. Después de este salto la diferencia de temperaturas mantiene un valor alto mientras el flujo de calor se ve reducido a valores muy bajos. Finalmente, la diferencia de temperaturas disminuía prácticamente a cero.

Con esto Nukiyama observo el máximo y el mínimo valor de flujo de calor que se producen en un proceso de ebullición. A parte especuló con la idea de que sería posible determinar la zona del salto en caso de conseguir realizar un experimento donde se pudiera variar la temperatura de forma independiente.



**Figura 3.2.** Experimento realizado por Nukiyama y la curva obtenida. Imagen extraída del libro "An historical review of the hydrodynamic theory of boiling".

Tres años más tarde Drew y Mueller encontraron el método para realizar un experimento mediante el control de temperatura y no del flujo de calor. Para ello hicieron pasar vapor en condensación a través de un tubo de cobre con el fin de vaporizar una sustancia más volátil. Al estar el fluido contenido en el tubo en medio de un proceso de cambio de fase este mantiene su temperatura

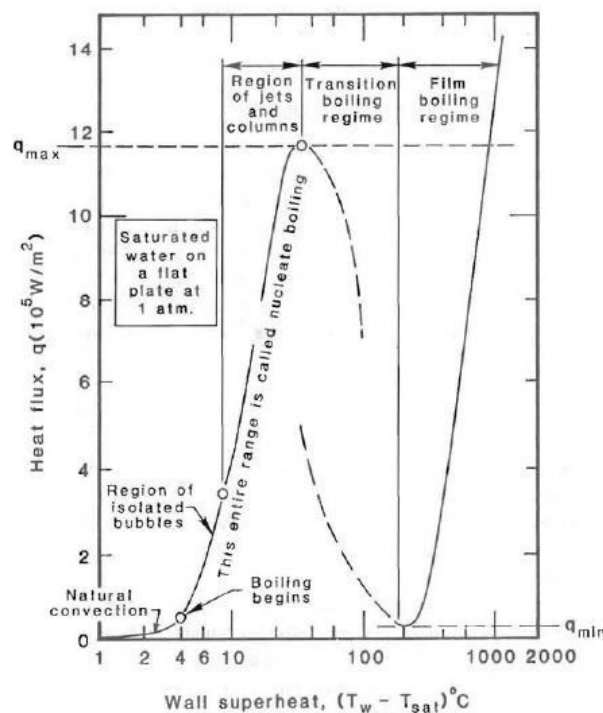
constante y por tanto también lo hace la temperatura de la pared del tubo. Para conseguir distintas diferencias de temperatura se jugaba con la presión del fluido del tubo para de esta forma conseguir distintas temperaturas de condensación.

Este experimento les permitió calcular alguno de los puntos de la región del salto del gráfico de Nukiyama, aunque esta no quedo definida por completo. Este hecho los llevo a afirmar que la observación de Nukiyama era cierta.

Posteriormente muchos científicos se dedicaron a definir esta zona, pero este estudio no es objeto del presente proyecto.

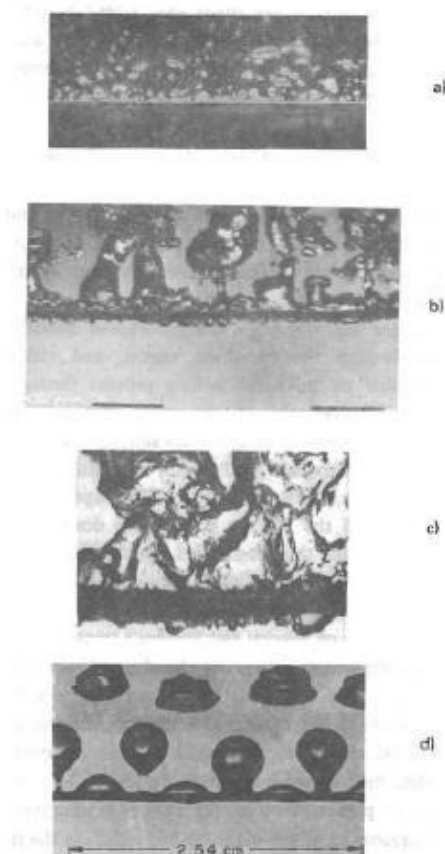
### 3.4.2. Distintos regímenes de ebullición en pool boiling

A partir de experimentos más modernos basados en los expuestos anteriormente se obtiene una curva de ebullición donde se pueden observar cinco regímenes de ebullición en función de la diferencia de temperaturas.



**Figura 3.3.** Curva de ebullición. Imagen extraída del libro "An historical review of the hydrodynamic theory of boiling".

- **Convección natural:** en esta región no hay cambio de fase. El fluido caliente asciende por diferencia de densidad y calienta a la parte del fluido que aun esta fría al moverse.
- **Burbujas aisladas:** se empiezan a formar burbujas en la pared del elemento calefactor, un tubo en el caso de un intercambiador de calor, y estas suben a la superficie.
- **Zona de columnas:** a medida que se va incrementado la diferencia de temperatura las se forman columnas de vapor en la pared del elemento calefactor. Esta región acaba en el punto de flujo máximo. Junto con la zona de burbujas aisladas estas dos regiones forman lo que se conoce como el régimen de ebullición por nucleación.
- **Zona de transición:** en esta zona las columnas de vapor se juntan formando parches que aíslan el elemento calefactor del fluido a bullir. Esto hace que el área en contacto con el fluido en ebullición disminuya y que por tanto así lo haga también la tasa de transferencia de calor. Esta es una zona muy inestable y puede llevar el intercambiador al fallo.
- **Película de ebullición:** toda la superficie está cubierta por una capa fina de vapor. En estas condiciones entra en juego la transferencia de calor por radiación.



**Figura 3.4.** Imágenes de distintos regímenes de ebullición donde: a) Burbujas aisladas, b) Columnas de vapor, c) Zona de transición, d) Película de ebullición. . Imagen extraída del libro “An historical review of the hydrodynamic theory of boiling”.

### 3.5. Proceso general de un diseño térmico.

El diseño térmico de un intercambiador es el responsable de que este sea dimensionado de forma correspondiente a las condiciones de trabajo establecidas por el cliente.

Dentro de los intercambiadores de tubo y carcasa todos los diseños térmicos son parecidos en cuanto a su estructura independientemente del tipo de intercambiador.

A continuación, se comentan de forma simplificada los pasos que se siguen en un diseño térmico de forma general.

#### - Condiciones de trabajo

Este es el paso más importante ya que es el que definirá el funcionamiento del intercambiador. Estos datos los especifica el cliente y son los siguientes:

- Naturaleza de los fluidos.
- Temperaturas de entrada y salida de los fluidos.
- Presiones en cada recinto
- Caudales de los fluidos.
- Pérdidas de carga admisibles por cada lado.

#### - Obtención de propiedades

Se obtendrán las propiedades de los fluidos a la temperatura que especifique el método de diseño. Esta puede ser la temperatura media, la temperatura calórica, temperatura de película, entre otras.

#### - Predimensionamiento

El diseño térmico de un intercambiador es un proceso iterativo, es decir, se suponen unas dimensiones iniciales, se realizan los cálculos con estas y se itera hasta que los resultados convergen a copia de ir modificando las dimensiones.

Este predimensionamiento puede hacerse escogiendo las dimensiones necesarias para el cálculo una por una, o utilizando valores de coeficientes globales de transferencia de calor típicos en función del tipo de intercambiador y de los fluidos con los que trabaje.

### - Cálculo del calor total intercambiado

El cálculo del calor total intercambiado durante un proceso de transferencia de calor se realiza con la siguiente fórmula:

$$Q = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (1)$$

$Q$  = calor total intercambiado (kJ/h)

$\dot{m}$  = caudal del fluido (kg/h)

$h_1$  = valor de entalpía correspondiente a la temperatura más baja (kJ/kg)

$h_2$  = valor de entalpía correspondiente a la temperatura más alta (kJ/kg)

Como no se suponen pérdidas de energía térmica, el calor ganado por un fluido ha de ser el mismo que el que pierde el otro, por tanto:

$$Q = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_2 \cdot (h_1 - h_2)$$

En el caso que en un intercambiador exista cambio de fase se deberá distinguir entre el calor sensible transferido, si es que lo hay, y el calor latente transferido. El calor sensible es aquel que se intercambia sin que se dé cambio de fase y el latente es el que se intercambia durante el cambio de fase.

$$q_s = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (2)$$

$$q_l = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (3)$$

$$\dot{Q} = q_s + q_l \quad (4)$$

- **Cálculo de la temperatura media efectiva**

Dentro de un intercambiador las temperaturas de los dos fluidos varían a lo largo de este y para poder calcular el coeficiente global de este se requiere un único valor que cuantíe esta diferencia de temperaturas. Por este motivo se requiere una fórmula que calcule una media de las diferencias de temperaturas entre los fluidos. Esta se calcula en función del tipo de flujo que se dé, puede ser a contracorriente o en paralelo.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_1 - t_2) + (T_2 - t_1)}{\ln \left[ \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \quad (5)$$

$\Delta T_{ML}$  = diferencia media de temperaturas.

$T_1$  = temperatura de entrada del fluido caliente (K)

$T_2$  = temperatura de salida del fluido caliente (K).

$t_1$  = temperatura de entrada del fluido frío (K).

$t_2$  = temperatura de salida del fluido frío (K).

Dentro del intercambiador la circulación de los fluidos no es pura a contracorriente o en paralelo siempre existe una combinación de los dos. Es por este motivo que debe corregirse el valor de la diferencia de temperaturas utilizando un factor obtenido de gráficas expuestas en el TEMA o a partir de la siguiente expresión:

$$F = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \cdot \ln \left[ \frac{(1 - S)}{1 - R \cdot S} \right]}{(R - 1) \cdot \ln \left[ \frac{2 - S \left[ R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)} \right]}{2 - S \left[ R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)} \right]} \right]} \quad (6)$$

Donde:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$$



$T_1$  = temperatura de entrada del fluido caliente (K).

$T_2$  = temperatura de salida del fluido caliente (K).

$t_1$  = temperatura de entrada del fluido frío (K).

$t_2$  = temperatura de salida del fluido frío (K).

Aplicando este factor de corrección se obtiene la diferencia de temperaturas media efectiva.

$$\Delta TMF = \Delta TML \cdot F$$

(7)

$\Delta TMF$  = diferencia de temperaturas media efectiva (K).

$\Delta TML$  = diferencia media logarítmica de temperaturas (K).

$F$  = factor de corrección (K).

En el caso que exista cambio de fase y aporte de calor sensible el valor de la temperatura media efectiva resultará de la siguiente expresión:

$$\Delta TML = \frac{Q}{\frac{q_l}{(\Delta T)_l} + \frac{q_s}{(\Delta T)_s}} \quad (8)$$

$Q$  = calor total transferido (kJ/h).

$q_l$  = calor latente transferido (kJ/h).

$q_s$  = calor sensible transferido (kJ/h).

$(\Delta T)_l$  = temperatura media logarítmica durante el proceso de transferencia de calor latente (K).

$(\Delta T)_s$  = temperatura media logarítmica durante el proceso de transferencia de calor sensible (K).

Esta expresión es el resultado de aplicar el cálculo de una media ponderada. Esta es similar a la media aritmética, pero con la diferencia que en este caso algunos valores tienen más peso que otros e influyen más en el valor final obtenido.

#### - Cálculo de los coeficientes de película

El coeficiente de película indica la cantidad de energía calorífica que deja pasar un fluido por unidad de superficie y por grado de temperatura ganado o perdido.

El valor de estos coeficientes depende de muchos factores cosa que hace que su cálculo sea complejo. La forma más habitual de calcularlo es mediante el uso de correlaciones de números adimensionales.

#### - Cálculo del coeficiente global de transferencia

Este valor da información de la cantidad de energía calorífica que se transmite por unidad de superficie y grado de temperatura ganado o perdido a nivel global. Para el cálculo de este interviene en a parte de los coeficientes de película y los factores de ensuciamiento que presentan cada fluido. El valor de estos factores de ensuciamiento se encuentra en tablas presentes en el TEMA y su valor depende de la naturaleza del fluido y de la velocidad a la que circule.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + f_o + \left(\frac{A_o}{A_i}\right) \left(\frac{d_o - d_i}{2k_w}\right) \frac{d_o - d_i}{2k_w} + \left(\frac{A_o}{A_i}\right) \left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{A_o}{A_i}\right) \cdot f_i \quad (9)$$

$U$  = coeficiente global de transferencia  $\left(\frac{Kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right)$ .

$h_o$  = coeficiente de película lado carcasa  $\left(\frac{Kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right)$ .

$f_o$  = factor de ensuciamiento lado carcasa  $\left(\frac{h\ m^2\ ^\circ C}{Kcal}\right)$ .

$d_o$  = área exterior de los tubos ( $m^2$ ).

$A_i$  = área interior de los tubos ( $m^2$ ).

$k_w$  = conductividad térmica del material de los tubos  $\left(\frac{Kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right)$ .

$h_i$  = coeficiente de película lado tubos  $\left(\frac{Kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right)$ .

$f_i$  = factor de ensuciamiento lado tubos  $\left(\frac{h \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}\right)$ .

Al igual que para el cálculo de la temperatura media efectiva, el cálculo del coeficiente global de transferencia también se debe calcular por separado en el caso que exista cambio de fase y aporte de calor sensible. El valor total del coeficiente global de transferencia se obtiene de la siguiente expresión:

$$U = \frac{U_l \cdot A_l + U_s \cdot A_s}{A_l + A_s} \quad (10)$$

$U$  = coeficiente global de transferencia.

$U_l$  = coeficiente global de transferencia de la zona de transferencia de calor latente.

$U_s$  = coeficiente global de transferencia de la zona de transferencia de calor sensible.

$A_l$  = área de transferencia de calor de la zona de transferencia de calor latente.

$A_s$  = área de transferencia de calor de la zona de transferencia de calor sensible.

Una vez calculado este valor se compara con el valor de coeficiente global escogido en la etapa de predimensionamiento, o lo que es lo mismo, el resultante de aplicar la ecuación básica de transferencia de calor (11) con el área supuesta inicialmente. Si el valor calculado es menor que el supuesto se debe repetir el proceso de cálculo modificando las variables oportunas. Por otro lado, si el valor calculado es mayor que el supuesto se dará como bueno siempre y cuando este valor este situado entre un 5% y un 30% del valor supuesto. Siempre es necesario un pequeño sobredimensionamiento para garantizar el buen funcionamiento del intercambiador en condiciones de suciedad y o sobrefuncionamiento.

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{MF}} \quad (11)$$

$A$  = area de intercambio de calor.

$Q$  = calor total transferido.

$U$  = coeficiente global de transferencia  $\left(\frac{\text{Kcal}}{h \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}\right)$ .

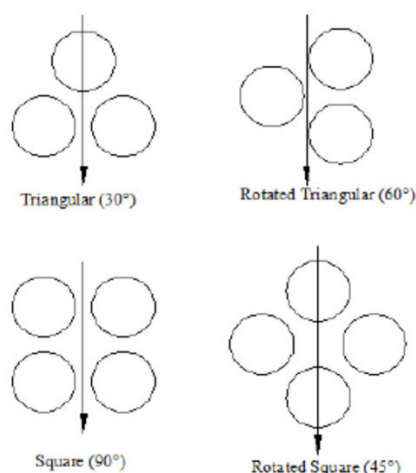
$\Delta T_{MF}$  = diferencia de temperaturas media efectiva.

#### - Cálculo de la caída de presión

Para finalizar el diseño se procede al cálculo de la caída de presión en ambos lados, carcasa y tubos. Si los valores calculados son superiores a los admisibles se repite el proceso de cálculo.

### 3.6. Cálculo térmico

El primer paso es predimensionar el intercambiador. Para ello será necesario definir por completo las dimensiones del tubo (diámetro exterior e interior o espesor), longitud, el pitch, la disposición de los tubos y el número de pasos. El pitch no es más que la distancia entre centros de tubos, que según el TEMA debe ser como mínimo 1,25 veces el diámetro exterior del tubo y la disposición es la forma en como están distribuidos en la placa tubular. Las diferentes disposiciones de los tubos existentes están ilustradas en la imagen



**Fig.3.5.** Disposiciones de tubos.

Una vez dimensionado el intercambiador se procede al cálculo del calor total intercambiado. Como en este caso se producen transferencias de calor sensible y latente se deberán calcular por separado con las ecuaciones 2 y 3 respectivamente y luego sumarlos.

Como el calor que gana un fluido es el que pierde el otro, ya que no se suponen pérdidas, el valor del calor total intercambiado obtenido nos permitirá calcular el caudal de agua necesario para poder transferir esta cantidad de calor.

A continuación, se calcula el valor de la temperatura media efectiva. Para ello se deben calcular por separado el valor de temperatura media logarítmica correspondiente a la transferencia de calor sensible y a la transferencia de calor latente.

Para calcular la temperatura media logarítmica en transferencia de calor sensible antes se debe calcular la temperatura de salida del agua de los tubos al finalizar este proceso. Para ello se utiliza la ecuación 2 la versión en temperaturas y capacidad calorífica utilizando el valor del caudal de agua calculado anteriormente y el calor latente intercambiado. De esta ecuación se obtendrá la diferencia de temperaturas producida durante el intercambio de calor latente que permitirá obtener el valor de temperatura de salida del agua de los tubos al finalizar este proceso.

Con este valor de temperatura de salida ya calculado se procede a calcular el valor de temperatura media mediante la ecuación 5.

Se repite el mismo proceso para calcular el valor de temperatura media logarítmica para el proceso de transferencia de calor latente y luego se calcula el valor de temperatura media efectiva de todo el intercambiador con la ecuación 8 aplicándole el factor de corrección obtenido de la ecuación 6 utilizando la ecuación 7.

El siguiente paso es el cálculo de los coeficientes de película de lado tubo y lado carcasa.

### 3.6.1. Cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos.

Se sigue el procedimiento de cálculo del coeficiente de película del lado tubos según el método de Kern. Es importante destacar que este valor se mantiene constante independientemente de si se está vaporizando el fluido en la carcasa o solo aportando calor sensible. Se respetan las unidades indicadas en el método de Kern.

- Cálculo del área de flujo

$$a = \frac{N_t \cdot a'_t}{144 \cdot n} \quad (12)$$

$a$  = *area total de flujo (ft<sup>2</sup>).*

$N_t$  = *número de tubos.*

$a'_t$  = *area de flujo de un solo tubo (in<sup>2</sup>).*

$n$  = *número de pasos por tubos.*

El valor de  $a'_t$  se obtiene de la siguiente tabla:

Tube OD, in.	BWG	Wall thick- ness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in. <sup>2</sup>	Surface per lin ft, ft <sup>2</sup>		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.662	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
1¼	17	0.058	0.884	0.613	0.3271	0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
	8	0.165	0.920	0.665		0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
1½	15	0.072	1.11	0.960	0.3925	0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
	8	0.165	1.17	1.075		0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

Fig.3.6. Tabla de dimensionado de tubos. Imagen extraída del libro "Process heat transfer".

- Cálculo de la velocidad másica.

$$G_t = \frac{W}{a_t} \quad (13)$$

$$G_t = \text{velocidad másica} \left( \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$W = \text{cáudal másico del fluido del lado de los tubos} \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right).$$

$$a = \text{area total de flujo} (\text{ft}^2).$$



- Cálculo del Reynolds

$$Re = \frac{D \cdot G_t}{\mu} \quad (14)$$

$Re$  = número de Reynolds

$D$  = diametro exterior de los tubos (ft)

$G_t$  = velocidad másica  $\left(\frac{lb}{h \cdot ft^2}\right)$

$\mu$  = viscosidad dinámica a temperatura media  $\left(\frac{lb}{ft \cdot h}\right)$

El valor de la viscosidad se obtiene de tablas de propiedades del agua evaluada a la temperatura media del fluido.

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (15)$$

$T_m$  = temperatura media del fluido (°F).

$T_1$  = temperatura de entrada (°F).

$T_2$  = temperatura de salida (°F).

- Obtención del factor  $j_H$

A partir del valor del Reynolds obtenido en el paso anterior y del cociente entre la longitud y el diámetro exterior del tubo se obtiene el factor  $j_H$  del siguiente gráfico:

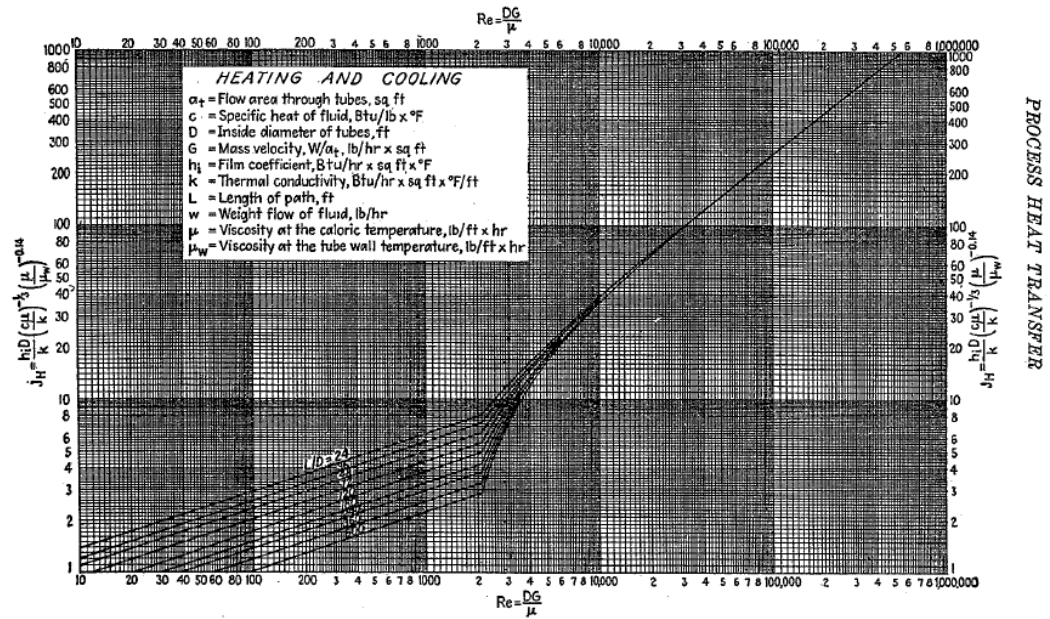


Fig. 3.7. Tabla de transferencia de calor en lado tubos. Imagen extraída del libro "Process heat transfer".

- Cálculo del coeficiente de película del interior de los tubos.

Antes de empezar con el cálculo se debe obtener el valor del calor específico y el de la conductividad térmica en tablas de propiedades del agua a la temperatura media.

Una vez obtenidos estos valores se procede al cálculo del coeficiente de película del interior de los tubos aplicando la siguiente correlación:

$$h_i = j_H \cdot k \cdot (c_p \cdot \mu / k)^{1/3} \cdot \frac{1}{D} \quad (16)$$

$h_i$  = coeficiente de película interior de los tubos  $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$

$j_H$  = factor de transferencia de calor en tubos

$k$  = conductividad térmica del fluido de los tubos  $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$

$c_p$  = calor específico del fluido de los tubos  $\left( \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$

$D$  = diámetro exterior de los tubos (ft)



- Comprobación de la velocidad del fluido por el interior de los tubos

Este valor ha de ser como mínimo cercano a la unidad para el fluido no deposite suciedad en los tubos y no debe superar los 2,5 m/s para evitar problemas de erosión. Se calcula de la siguiente forma:

$$v = \frac{G_t}{\rho} \quad (17)$$

$v$  = velocidad del fluido en el interior de los tubos  $\left(\frac{ft}{h}\right)$

$G_t$  = velocidad másica  $\left(\frac{lb}{h\ ft^2}\right)$

$\rho$  = densidad a temperatura media  $\left(\frac{lb}{ft^3}\right)$

### 3.6.2. Cálculo del coeficiente de película del lado de la carcasa.

La correlación de Palen calcula el coeficiente de película de un haz tubular en un proceso de ebullición por nucleación. Como se ha explicado anteriormente existen diferentes regímenes de ebullición en función de la diferencia de temperatura entre la pared exterior del tubo y la temperatura de saturación del fluido que los envuelve. El cálculo de la temperatura de la pared exterior del tubo depende del coeficiente del lado de la carcasa, entre otros factores, por lo que se debe realizar la hipótesis que la diferencia de temperatura entre la pared exterior del tubo y la temperatura de saturación del fluido está dentro del rango que permite que se dé el fenómeno de ebullición por nucleación. Una vez calculado el coeficiente de película del lado de la carcasa se comprobará que la hipótesis es correcta calculando la temperatura de la pared exterior del tubo y se asegurará que la diferencia de temperaturas entre esta y la de saturación del fluido está dentro del rango que permite la ebullición por nucleación. Se respetan las unidades indicadas por Palen.

La expresión desarrollada por Palen es la siguiente:

$$h_{tp,m} = h_{nb1} \cdot F_B \cdot F_m + h_{nc} \quad (18)$$

$h_{tp,m}$  = coeficiente de película del haz tubular en ebullición por nucleación  $\left(\frac{W}{m^2\ K}\right)$

$h_{nb1}$  = coeficiente de película de un solo tubo en ebullición por nucleación  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

$F_B$  = factor de geometría del haz tubular  $\approx 1$

$F_B$  = factor para mezclas. En caso de fluidos puros = 1

$h_{nc}$  = coeficiente de convección natural de un solo tubo  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

Como se puede observar el cálculo del coeficiente de ebullición ya tiene en cuenta el cálculo del coeficiente de convección natural. Esto facilita mucho el diseño térmico ya que de esta forma no será necesario dividir el cálculo de coeficientes en las partes de transferencia de calor sensible y latente.

Para el cálculo del coeficiente de película de un solo tubo en ebullición por nucleación se usa la correlación de Mostinski:

$$h_{nb1} = 0,00417 \cdot (p_{cr})^{0,69} \cdot (q)^{0,7} \cdot F_p \quad (19)$$

Donde

$$F_p = 1,8 \cdot \left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{0,17} + 4 \cdot \left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{1,2} + 10 \cdot \left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{10} \quad (20)$$

$p_{cr}$  = presión crítica del fluido (Kpa)

$q$  = flujo del calor total  $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$p$  = presión a la que se encuentra el fluido de la carcasa (Kpa)

En el caso que la relación entre la presión y la presión crítica sea inferior a 0,2 no se tendrán en cuenta los dos últimos términos de la ecuación 20.

Para el cálculo del coeficiente de convección natural de un solo tubo se usa una correlación en versión de propiedades reducidas.

$$h_{nc} = J_{nc1} \cdot (K_{nc})^{0,8} \cdot \left(\frac{q'}{d_o}\right)^{0,2} \quad (21)$$

Donde

$$K_{nc} = 0,015 \cdot (J_{nc2} \cdot p_{cr})^{1,07} \cdot \left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^z \quad (22)$$

$$z = 0,051 \cdot \ln(J_{nc2} \cdot p_{cr}) - 0,277 \quad (23)$$

$q' = \text{calor latente transferido} \left(\frac{W}{m^2}\right)$

$d_o = \text{diámetro exterior de los tubos (m)}$

$J_{nc1} = \text{factor de corrección de unidades} = 1,649$

$J_{nc2} = \text{factor de corrección de unidades} = 0,145$

$p_{cr} = \text{presión crítica del fluido (Kpa)}$

$p = \text{presión a la que se encuentra el fluido de la carcasa (Kpa)}$

- Cálculo de la temperatura media de la pared exterior del tubo

Se calcula utilizando la expresión que proporciona el TEMA en el apartado de relaciones térmicas:

$$t_M = \bar{T} - \left[ \frac{\left(\frac{1}{h_o} + f_o\right) \cdot \left(\frac{1}{E_f}\right) + \frac{k_w}{2}}{\left(\frac{1}{h_o} + f_o\right) \cdot \left(\frac{1}{E_f}\right) + k_w + \left(f_i + \frac{1}{h_i}\right) \cdot \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \right] \cdot [\bar{T} - \bar{t}] \quad (24)$$

$t_M = \text{temperatura media de la pared exterior del tubo (°F)}$

$\bar{T}$  = temperatura media del fluido caliente (°F)

$\bar{t}$  = temperatura media del fluido frío (°F)

$h_o$  = coeficiente de película del lado de la carcasa  $\left(\frac{Btu}{h\ ft^2\ ^\circ F}\right)$

$h_o$  = coeficiente de película del lado de los tubos  $\left(\frac{Btu}{h\ ft^2\ ^\circ F}\right)$

$E_f$  = factor de eficiencia de superficies aleteadas.  $E_f = 1$  para superficies lisas.

$f_o$  = factor de ensuciamiento del fluido de la carcasa  $\left(\frac{h\ ft^2\ ^\circ F}{Btu}\right)$

$f_i$  = factor de ensuciamiento del fluido de los tubos  $\left(\frac{h\ ft^2\ ^\circ F}{Btu}\right)$

$k_w$  = conductividad térmica del material del tubo  $\left(\frac{Btu}{h\ ft^2\ ^\circ F}\right)$

$A_i$  = área interior de los tubos  $ft^2$

$A_o$  = área exterior de los tubos  $ft^2$

Una vez obtenido el valor de  $t_M$  se calcula la diferencia de temperatura restando el valor de temperatura de saturación del fluido de carcasa. Esta diferencia de temperatura debería estar entre los 5 y los 50 °C para confirmar la hipótesis de ebullición por nucleación.

Por otro lado, también se debe comprobar que no se supere el valor máximo de flujo de calor, es decir que no se entre en la zona de transición. No es conveniente entrar en esta zona por los motivos expuestos en el apartado 3.5.2.

Para calcular el valor crítico de flujo de calor antes se debe calcular el diámetro del haz tubular.

$$d_B = d_o \cdot \left(\frac{n}{K_1}\right)^{1/n_1} \quad (25)$$

$d_B$  = diámetro del haz tubular (m)

$d_o$  = diámetro exterior de los tubos (m)

$n$  = número de tubos

$K_1$  = constante

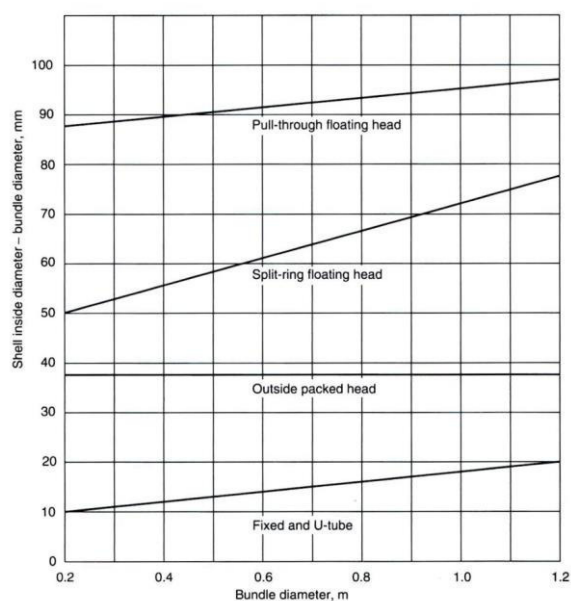
$n_1$  = constante

Las constantes  $K_1$  y  $n_1$  se extraen de la siguiente tabla.

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
$K_1$	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
$n_1$	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
$K_1$	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
$n_1$	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

**Fig. 3.8.** Tabla de constantes para la ecuación 25.

Aunque no es necesario para el cálculo del valor del flujo crítico de calor, a partir del valor del diámetro del haz tubular se calcula el valor del diámetro interior de la carcasa obteniendo la distancia mínima que debe haber entre el haz tubular y la carcasa de la siguiente tabla extraída del TEMA.



**Fig. 3.9.** Distancia mínima entre haz tubular y carcasa. Imagen extraída del TEMA

$$d_c = d_B + distancia \quad (26)$$

$d_B$  = diámetro del haz tubular (m)

$d_c$  = diámetro interior de la carcasa (m)

$distancia$  = distancia mínima entre el haz tubular y la carcasa (m).

Cabe aclarar que en este tipo de intercambiador existen dos carcassas de diámetro distinto. La más pequeña es la que se dispone antes del cuerpo cónico y su diámetro es el calculado anteriormente. La más grande se sitúa justo después del cono y debe tener un diámetro aproximadamente un 60% mayor que el diámetro del haz tubular para permitir el vapor generado se pueda desenganchar fácilmente del líquido de la piscina.

Con el valor del diámetro del haz tubular calculado se procede al cálculo del valor del flujo crítico de calor.

$$q_{B,max} = q_{1,max} \cdot \Phi_B \quad (27)$$

$q_{B,max}$  = valor crítico de flujo de calor del haz tubular  $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$q_{1,max}$  = valor crítico de flujo de calor en un único tubo  $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$\Phi_B$  = factor de corrección

$$q_{1,max} = 367 \cdot p_{cr.} \left(\frac{p}{p_{cr.}}\right)^{0,35} \cdot \left(1 - \frac{p}{p_{cr.}}\right)^{0,4} \quad (28)$$

$p_{cr.}$  = presión crítica (kPa)

$p$  = presión en carcassa (kPa)

$$\Phi_B = \frac{K \cdot p_t}{d_o \cdot (d_B/p_t)^{1,1}} \quad (29)$$

$\Phi_B$  = factor de corrección

$K$  = factor para pitch cuadrado (4,12)

$p_t = \text{pitch (m)}$

$d_B = \text{diámetro del haz tubular (m)}$

$d_o = \text{diámetro exterior de los tubos (m)}$

Una vez comprobada la hipótesis se calcula el coeficiente global de transferencia del intercambiador con la ecuación 9. En caso de que la hipótesis no sea correcta supondrá que el intercambiador está trabajando en otro régimen distinto al de nucleación. Entonces se deberá repetir el proceso de cálculo térmico reconsiderando las variables de entrada para lograr que el intercambiador trabaje en la zona deseada.

Este valor se compara con el valor del coeficiente global de transferencia de calor supuesto inicialmente y se comprueba que este dentro de los límites establecidos en el apartado 3.6, cálculo del coeficiente global de transferencia.

### 3.6.3. Cálculo de la caída de presión en el lado tubos.

Antes de todo se obtiene el valor del coeficiente de fricción a partir del número de Reynolds ya calculado en el apartado del cálculo del coeficiente de película del lado tubos en la siguiente gráfica.

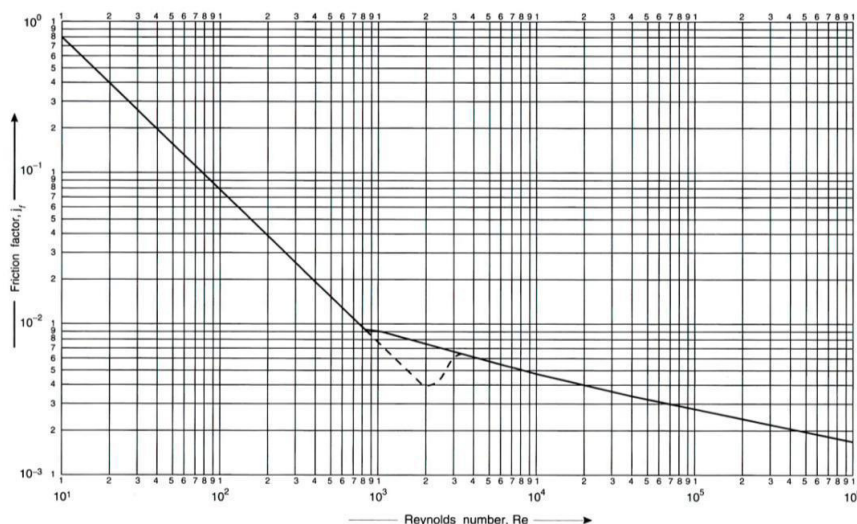


Fig. 3.10. Tabla de factores de fricción en tubos. Imagen extraída del libro "Process heat transfer".

$$\Delta P_t = N_t \cdot \left[ 8 \cdot j_f \cdot \left( \frac{L}{d_i} \right) \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2,5 \right] \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (30)$$

$\Delta P_t$  = caïda de pressió en los tubos (Pa)

$N_t$  = número de pasos por tubos

$j_f$  = factor de fricción

$L$  = longitud de los tubos (m)

$\mu_w$  = viscosidad del fluido a la temperatura de la pared del tubo (Pa·s)

$\mu$  = viscosidad del fluido a la temperatura media (Pa·s)

$m$  = coeficiente  $m = 0,14$  para fluido turbulento y  $m = 0,25$  para régimen laminar

$\rho$  = densidad del fluido  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$v$  = velocidad del fluido a través de los tubos  $\left(\frac{m}{s}\right)$

Una vez calculado el valor de la caída de presión se comprobará que es inferior al admisible.

#### 3.6.4. Cálculo de la caída de presión en el lado carcasa.

Como el fluido a través que circula por la carcasa presenta una velocidad tan baja se puede negligir la caída de presión.

#### 3.6.5. Evaluación del diseño térmico

A continuación, se discutirán los resultados del diseño térmico recogidos en la siguiente tabla.



<b>Coeficiente de película lado tubos</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	7730,53
<b>Coeficiente de película lado carcasa</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	3170,61
<b>Coeficiente global de transferencia actual</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	803,48
<b>Coeficiente global de transferencia requerido</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	752,71
<b>Area</b> $m^2$	20,43
<b>Sobrediseño</b>	6,34 %
<b>Perdida de presión lado tubos</b> <i>bar</i>	0,16
<b>Perdida de presión lado carcasa</b> <i>bar</i>	-
<b>Velocidad en los tubos</b> $\frac{m}{s}$	0,93

Los coeficientes de película presentan unos valores altos esto es debido a la buena conductividad térmica que tiene el agua. El valor del sobrediseño es aceptable, está dentro de los límites (5% y 30%). La pérdida de presión es correcta ya que está por debajo de la admisible (0,5 bar). La velocidad por los tubos es adecuada, con este valor el intercambiador no tendrá problemas de ensuciamiento por deposición ni de erosión.

- Comparación de los resultados obtenidos manualmente con los obtenidos con el HTRI

En la siguiente tabla se exponen los resultados obtenidos con el software de diseño térmico HTRI.

<b>Coeficiente de película lado tubos</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	7647,40
<b>Coeficiente de película lado carcasa</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	3373,5
<b>Coeficiente global de transferencia actual</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	861,08
<b>Coeficiente global de transferencia requerido</b> $\frac{kCal}{m^2 \text{ } ^\circ C h}$	796,17
<b>Área</b> $m^2$	20,90
<b>Sobre diseño</b>	8,15 %
<b>Perdida de presión lado tubos</b> bar	0,16
<b>Perdida de presión lado carcasa</b> bar	-
<b>Velocidad en lostubos</b> $\frac{m}{s}$	0,90

Los valores son bastante similares a los obtenidos a los calculados de forma manual. El valor que presenta una diferencia más grande es el del coeficiente de película de la carcasa. Este hecho es debido al factor de geometría del haz tubular. En el cálculo manual se ha utilizado un valor de 1 para este factor, el correspondiente a tubos simples, pero el programa dispone de ecuaciones que dan un valor más preciso.

## 4. Diseño mecánico

### 4.1.1. Introducción

En la parte de diseño mecánico se determinarán los espesores de cada componente considerando las dimensiones determinadas en el diseño térmico para que puedan soportar de forma sobrada las condiciones de presión y temperatura a las que trabaja.

Para realizar el cálculo mecánico se utilizan códigos de diseño desarrollados por grupos de expertos en el tema. Existen diversos códigos entre los cuales destacan el ASME americano y el AD-Merkblätter alemán. Ambos son muy usados, pero en Europa se usa más el AD-Merkblätter.

El primer paso será determinar las condiciones de diseño. Estas son más grandes que las de operación para permitir que el intercambiador pueda trabajar en condiciones por encima de las previstas si se dieran por algún motivo.

Otro concepto importante es el de presión de prueba. Los equipos una vez construidos deben pasar por una prueba de presión hidráulica a temperatura ambiente para asegurarse de que este ha sido construido de forma correcta. El valor de esta expresión viene determinado por la siguiente expresión:

$$P_p = F_p \cdot P \quad (31)$$

$$F_p = \max[1,43, 1,25 \cdot (K_{20}/K)] \quad (32)$$

$P_p$  = presión de prueba (bar)

$F_p$  = factor de prueba

$P$  = presión de diseño (bar)

$K_{20}$  = tensión máxima admisible a 20°C (MPa)

$K$  = tensión máxima a la temperatura de diseño (MPa)

El código AD-Merkblätter considera como tensiones admisibles las correspondientes al límite elástico del material.

La soldadura también es un aspecto para tener en cuenta en el cálculo mecánico ya que las zonas soldadas son zonas debilitadas y por tanto zonas donde la tensión máxima admisible se ve minorada. Para reflejarlo en el cálculo se consideran unos coeficientes de soldadura que para el AD-Merkblätter son de 0,85 para componentes que lleven soldaduras y 1 para los que no. Este código obliga al fabricante a inspeccionar las soldaduras radiografiando el equipo por puntos para comprobar el buen estado de las soldaduras. Otros códigos como por ejemplo el ASME no obligan a radiografiar ya que consideran unos coeficientes de soldadura más conservadores.

Como en cualquier diseño mecánico se deben tomar unos factores de seguridad y el valor de estos dependerá del componente a calcular.

Por último, se deben considerar también el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación. El sobreespesor por corrosión aumenta el espesor de los componentes en algunos milímetros, normalmente entre 1 y 1,6, para compensar posibles disminuciones del espesor debidas al efecto de la corrosión. Como el intercambiador a diseñar estará hecho de acero inoxidable no se verá afectado por esta problemática y se considerará como 0 esta tolerancia.

Por otro lado, las tolerancias de fabricación van asociadas a posibles defectos en la confección de los distintos componentes que puedan afectar al espesor final deseado de estos. Estos valores dependen del tipo de componente.

#### **4.1.2. Cálculos mecánicos de cada componente según el código AD-Merkblätter**

##### **- Carcasa**

Como se ha explicado en apartado de diseño térmico el kettle dispone de dos tipos de carcasa cilíndrica y cónica.

El primer paso es decidir si la carcasa cilíndrica se hará de tubo sin soldadura o chapa doblada. Esto influirá en el coeficiente de soldadura ya que en el caso que se escoja hacer de tubo este será 1. Pero al tratarse de una carcasa de diámetro grande es más fácil hacerlo de chapa ya que sería complicado encontrar un tubo de tan grandes dimensiones, por lo que se tomará un coeficiente de soldadura de 0,85.

Al tratarse de chapa no se considera ninguna tolerancia de fabricación.

El espesor de la chapa viene dado por la siguiente ecuación:



$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$s$  = espesor requerido de la chapa (mm)

$D_a$  = diámetro exterior de la carcasa (mm)

$p$  = presión de diseño (bar)

$K$  = tensión máxima admisible a temperatura de diseño (MPa)

$S$  = factor de seguridad

$v$  = coeficiente de soldadura

$c_1$  = tolerancia de fabricación (mm)

$c_2$  = sobreespesor por corrosión (mm)

El valor resultante de la ecuación 33 es el espesor requerido para soportar las condiciones de diseño, pero el equipo también se verá sometido a las condiciones de prueba durante esta por lo que se deberá calcular el espesor considerando la presión de prueba, utilizando la tensión máxima admisible y el factor de seguridad correspondiente.

Para el cálculo del espesor de la virola cónica se dispone de unas gráficas en función del semiángulo del cono con la vertical, dentro de estas existen distintas curvas en función de la relación entre el diámetro exterior de la virola cilíndrica donde ira conectado y el radio de rebordeo del cono. En el caso que esta relación coincida con el valor de alguna de las curvas el espesor se obtendrá de forma directa de la gráfica introduciendo en el eje de las abscisas el valor resultante de la siguiente expresión:

$$\frac{p \cdot S}{15 \cdot K \cdot v} \quad (34)$$

$p$  = presión de diseño (bar)

$S$  = factor de seguridad

$K$  = tensión admisible a la temperatura de diseño

$v =$  coeficiente de soldadura

En el caso que la relación entre diámetro exterior y radio de rebordeo no sea ninguna de las que se representa en las curvas de la gráfica se procede del siguiente modo.

Se determinan los valores de X e Y (relación entre diámetro exterior y radio de rebordeo antes mencionada):

$$Y = \frac{r}{D_a} \quad (35)$$

$$X = \ln \left[ \frac{(s_e - c_1 - c_2)}{3000} \right] \quad (36)$$

$r =$  radio de rebordeo del cono (mm)

$D_a =$  diametro exterior del cilindro grande (mm)

$c_1 =$  tolerancia de fabricación (mm)

$c_2 =$  sobreespesor por corrosión (mm)

$s_e =$  espesor considerado (mm)

Para calcular el valor de X se debe considerar un espesor inicial de tanteo que posteriormente será comprobado.

A continuación, se calcula el valor de Z a partir de los valores de X e Y:

$$Z = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 A_{ij} \cdot X^{i-1} \cdot Y^{j-1}$$

Con el valor de Z se introduce en la ecuación 33 y se comprueba que la igualdad sea correcta. En caso contrario se repite el proceso de cálculo considerando un espesor mayor o menor al considerado e en la primera iteración y se repite el cálculo hasta que se cumpla la igualdad. También se calculará el espesor requerido para la presión de prueba.

$$\frac{p \cdot S}{15 \cdot K \cdot v} = e^Z \quad (37)$$

$p =$  presión de diseño (bar)

$S =$  factor de seguridad



$K$  = tensión admisible a la temperatura de diseño

$v$  = coeficiente de soldadura

#### - Fondos

Los fondos son los componentes que cierran el depósito situados a cada uno de los extremos de este. Pueden ser de diferentes tipos en función de su geometría se dividen en toriesféricos, semielipsoidales y hemisféricos. Dentro de los toriesféricos destacan los klopper y en los semielipsoidales los korbogen y los caps. Los hemisféricos son de uso poco común.

Para este intercambiador se utilizarán fondos tipo klopper cuya característica principal es que su radio interior es igual a diámetro exterior de la envolvente a la cual este soldado.

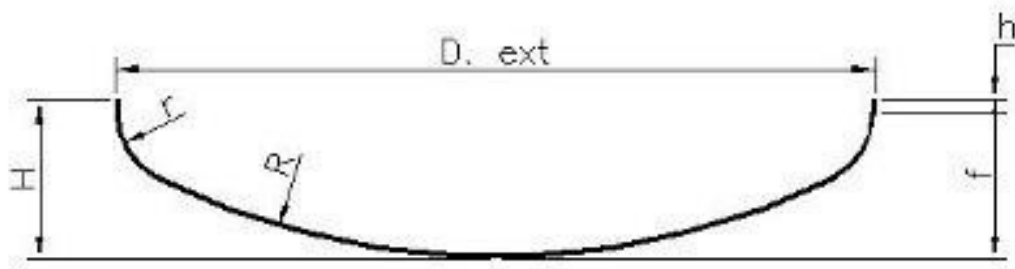


Fig. 4.1. Fondo tipo klopper. Imagen extraída de <http://www.horfasa.com>.

A diferencia de los klopper los korbogen y los caps su radio interior es igual a 0,8 veces el diámetro exterior de la envolvente. Los caps se usan cuando la carcasa está hecha de tubo ya que tienen dimensiones estándar coincidentes con las de los tubos.

Para el cálculo de los fondos toriesféricos y semielipsoidales se deben diferenciar tres partes. Primero la zona cilíndrica, es un pequeño tramo cilíndrico que facilita el trabajo del soldador. Para calcular el espesor de esta zona se procede de igual forma que en el cálculo de virolas cilíndrica o carcasa cilíndrica. La única consideración que se debe tener a diferencia del cálculo de virolas cilíndricas es que para los fondos se debe considerar una tolerancia de fabricación. Los fondos se fabrican mediante un proceso de conformado en frío, más concretamente por prensado, por lo que cabe la

posibilidad de que la distribución del espesor no sea uniforme a lo largo del fondo. Es por este motivo que se debe considerar una tolerancia de fabricación del 10% del espesor considerado para el klopper. Para caps y korbbogen son de 12,5% y 15% respectivamente. Otra consecuencia de ser fabricados por este método es que no se requiere ningún tipo de soldadura por lo que el coeficiente de soldadura es 1. Esta es una característica de los fondos toriesféricos y semielipsoidales, los fondos hemiesféricos se construyen por otro procedimiento en el que si interviene la soldadura.

La zona de reborde es la zona de unión entre el tramo cilíndrico recto y la zona de la corona. Esta zona presenta un radio de rebordeo para evitar zonas de concentración de presión que puedan afectar de forma negativa al intercambiador. El cálculo de su espesor se ve afectado por la presencia de aberturas en esta zona, como más grande sea esta mayor será el espesor. Este efecto se cuantifica con el factor  $\beta$  que se obtiene de tablas fig. 7 del código para fondos toriesféricos y de las tablas fig. 8 para fondos semielipsoidales en función del espesor considerado.

$$s = \frac{D_a \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v} + c_1 + c_2 \quad (38)$$

$s$  = espesor requerido en la zona de unión (mm)

$D_a$  = diámetro exterior de la carcasa (mm)

$p$  = presión de diseño (bar)

$K$  = tensión máxima admisible a temperatura de diseño (MPa)

$S$  = factor de seguridad

$v$  = coeficiente de soldadura

$c_1$  = tolerancia de fabricación (mm)

$c_2$  = sobreespesor por corrosión (mm)

$\beta$  = factor de aberturas

La zona de la corona es la que se encuentra dentro del círculo de diámetro igual a 0,6 veces el diámetro exterior de la carcasa. Los fondos hemiesféricos solo presentan esta zona por lo que solo se determinará su espesor mediante el procedimiento de cálculo para esta parte.



$$s = \frac{2 \cdot (R + s_e) \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (39)$$

$s$  = espesor requerido en la zona de la corona (mm)

$R$  = radio interior del fondo (mm)

$s_e$  = espesor considerado (mm)

$p$  = presión de diseño (bar)

$K$  = tensión máxima admisible a temperatura de diseño (MPa)

$S$  = factor de seguridad

$v$  = coeficiente de soldadura

$c_1$  = tolerancia de fabricación (mm)

$c_2$  = sobreespesor por corrosión (mm)

$\beta$  = factor de aberturas

Por último, se comparan los espesores de las tres zonas y se escoge el más grande de todos. También se deberá realizar el cálculo en condiciones de prueba.

#### - Tubos

Este componente está sometido tanto a presión interior como exterior, esta última consecuencia de estar dispuestos dentro de la carcasa sometida a presión. Para el cálculo a presión interior se procede de igual forma que en el caso de carcasa cilíndrica, pero considerando un coeficiente de soldadura de 1, ya que no están soldados, y una tolerancia de fabricación de 12,5% ya que presentan la misma problemática que los fondos en cuanto a su proceso de fabricación. Se calculará también el espesor requerido en condiciones de prueba.

Cuando un cuerpo está sometido a presión exterior, es este caso un tubo, se debe comprobar que este no falle por abombamiento elástico y por deformación plástica.

Para verificar que el cuerpo no sufrirá abolladura elástica se calcula la presión a la que se produciría con el espesor considerado para comprobar que esta es superior a la de diseño. Para ajustar el valor del espesor y así no sobredimensionar el equipo se producen varias iteraciones con espesores de tanteo hasta que el valor de la presión a la que se produciría abolladura elástica es similar al de la presión de diseño.

$$p = \frac{E}{S_k} \cdot \frac{20}{(1 - \nu^2)} \cdot \left( \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \right)^3 \quad (40)$$

$p$  = presión exterior de diseño (bar)

$K$  = tensión máxima admisible a la temperatura de diseño (MPa)

$E$  = módulo de elasticidad (Mpa)

$S_k$  = coeficiente de seguridad

$\nu$  = coeficiente de Poisson

$D_a$  = diámetro exterior del tubo (mm)

$c_1$  = tolerancia de fabricación (mm)

$c_2$  = sobreespesor por corrosión (mm)

$s_e$  = espesor considerado (mm)

Para comprobar que los tubos no fallarán por deformación plástica se utiliza la siguiente ecuación. Para evitar el sobredimensionamiento se procede de igual forma que en el caso de abolladura elástica.

$$p = \frac{20 \cdot K}{S} \cdot \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \cdot \frac{1}{1 + \frac{u \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{D_a}{l}\right) \cdot D_a}{100 \cdot (s_e - c_1 - c_2)}} \quad (41)$$

$p$  = presión exterior de diseño (bar)

$K$  = tensión máxima admisible a la temperatura de diseño (MPa)

$S$  = coeficiente de seguridad

$u = \% \text{ ovalidad}$

$D_a = \text{diámetro exterior del tubo (mm)}$

$l = \text{longitud máxima sin reforzar (mm)}$

$c_1 = \text{tolerancia de fabricación (mm)}$

$c_2 = \text{sobreespesor por corrosión (mm)}$

$s_e = \text{espesor considerado (mm)}$

El espesor requerido para que los tubos aguanten la presión exterior es el mayor entre el requerido para soportar el abollamiento elástico y la deformación plástica. El espesor final de los tubos será el mayor del resultante entre el obtenido del cálculo a presión interior y a presión exterior. Se comprobará el cálculo en condiciones de operación y de prueba.

- Placa tubular (tubos en u)

La placa tubular es el componente responsable de unir la carcasa con el recinto de los tubos. Al ser los tubos en U solo se requiere una única placa tubular. Al tratarse de un cabezal tipo B la placa tubular irá soldada a la carcasa por un lado y por otro unida mediante tornillos a una brida soldada al cabeza de los tubos. Esta disposición permitirá acceder a los tubos para realizar tareas de mantenimiento. Su espesor será el mayor del resultante de las dos ecuaciones siguientes. En el caso que la placa lleve regatas para acoplar chapas de partición, las responsables de distribuir el flujo de acuerdo con el número de pasos, se le sumará al espesor calculado un espesor extra igual que la profundidad de la regata.

$$s = C_4 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_i \cdot S}{10 \cdot K \cdot v}} + c_1 + c_2 \quad (42)$$

$$s = C_4 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_u \cdot S}{10 \cdot K \cdot v}} + c_1 + c_2 \quad (43)$$

$p_i = \text{presión de diseño en el lado de los tubos (bar)}$

$p_u$  = presión de diseño en el lado de la carcasa (bar)

$S$  = coeficiente de seguridad

$K$  = tensión máxima admisible a la temperatura de diseño (MPa)

$v$  = coeficiente de soldadura

$c_1$  = tolerancia de fabricación (mm)

$c_2$  = sobreespesor por corrosión (mm)

$C_4$  = factor de diseño

$D_1$  = diámetro de diseño (mm)

El diámetro de diseño se obtiene de las tablas dispuestas en el AD-Merkblätter, aunque se suele utilizar el diámetro medio de la junta.

El coeficiente de soldadura se obtiene de la siguiente expresión:

$$v = \frac{p_t - \left(\frac{d_o}{1,2}\right)}{p_t} \quad (44)$$

$p_t$  = pitch (mm)

$d_o$  = diametro exterior de los tubos (mm)

- Bridas

Las bridas son las responsables de garantizar una unión segura y sin fugas de fluido entre componentes como pueden ser dos tubuladuras o entre la placa tubular y la carcasa.

Existen una gran variedad de bridas estándar recogidas en diferentes normas, las más comunes las normas DIN, EN y ASME. Las hay de diferentes tipos clasificadas en función de su geometría y de las presiones que son capaces de aguantar o también dicha presión nominal. El rango de presiones nominales existentes va desde los 6 bar hasta los 60 bar.



**Fig. 4.2.** Tipos de bridas más comunes según su geometría. De izquierda a derecha: plana, de cuello y ciega.  
Imagen extraída de <http://www.accesoriosindustrialesrsl.com>.

Para asegurarse que una brida cumplirá su función de forma correcta se comprueba la presión nominal que puede aguantar como máximo a la temperatura de diseño y en función del material del que este hecha.

Pero no siempre será posible utilizar bridas estándar por que las prestaciones que ofrecen no son suficientes para realizar su función de forma correcta en las condiciones de trabajo o bien por que las dimensiones que se necesitan no están normalizadas.

En estos casos se aplica el procedimiento de cálculo de bridas expuesto en el apartado AD-B8. Este permite calcular el espesor de brida necesario, pero este depende de las fuerzas que ejerzan los pernos sobre la brida. Para calcularlas se sigue el procedimiento expuesto en el apartado AD-B7. Estas fuerzas se calculan para garantizar la completa estanqueidad de la junta en condiciones de diseño, prueba y de empaque. El perno debe igualar la suma de las fuerzas producidas por la presión interior en la carcasa, la región anular resultado del fluido entrando en parte de la junta y el diámetro interior de la brida y la producida por la misma junta.

- Condiciones de diseño

$$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DV} \quad (45)$$

$$F_{RB} = \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} \quad (46)$$

$$F_{RB} = \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} \quad (47)$$

$$F_{DV} = \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot 1,2 \cdot K_1 \quad (48)$$

$F_{SB}$  = fuerza ejercida por los pernos para garantizar la estanqueidad en condiciones de diseño (N)

$F_{RB}$  = fuerza ejercida por la presión interior del intercambiador (N)

$F_{FB}$  = fuerza ejercida por la región anular (N)

$F_{DV}$  = fuerza ejercida por la junta (N)

$p$  = presión de diseño (bar)

$d_i$  = diámetro interior de la carcasa (mm)

$d_D$  = diámetro de la región anular (mm)

$K_1$  = valor característico de la junta

- Condiciones de prueba

Se procede del mismo modo que en el caso de cálculo en condiciones de diseño, pero substituyendo la presión de diseño por la de prueba.

- Condiciones de empaque

$$F_{DV} = \pi \cdot d_D \cdot K_0 \cdot K_1 \quad (49)$$

En el caso que  $F_{DV} > F_{SB}$   $F'_{DV} = 0,2 \cdot F_{DV} + 0,8 \cdot \sqrt{F_{SB} \cdot F_{DV}}$

Una vez obtenidas las fuerzas se calcula el diámetro necesario del tornillo para cada condición.

- Condiciones de diseño

$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} + c_5 \quad (50)$$

$d_k$  = diámetro del núcleo del tornillo (mm)

$Z$  = valor característico

$F_{SB}$  = fuerza ejercida por los tornillos para garantizar la estanqueidad en condiciones de diseño (N)

$K$  = tensión admisible a temperatura de diseño (MPa)

$n$  = número de tornillos

$c_5$  = tolerancia de diseño (mm)

- Condiciones de prueba

$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} + c_5 \quad (51)$$

$d_k$  = diámetro del núcleo del tornillo (mm)

$Z$  = valor característico

$F_{SB}$  = fuerza ejercida por los tornillos para garantizar la estanqueidad en condiciones de prueba (N)

$K$  = tensión admisible a temperatura ambiente (MPa)

$n$  = número de tornillos

$c_5$  = tolerancia de diseño (mm)

$$c_5 = 3 \text{ mm si } Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} \leq 20 \text{ mm}, c_5 = 1 \text{ mm si } Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} \geq 50 \text{ mm}$$

Condition and quality factor	Materials having a yield point and where the safety factor refers to the yield point resp. $\sigma_{S100000}$		Materials having no yield point and where the safety factor refers to the tensile strength
	Neckeddown bolts. e.g. to DIN 2510	Bolts to e.g. DIN 2509 or DIN 931	
Service condition	$S = 1,5$	$S = 1,8$	$S = 5,0$
For $\varphi = 0,75$ $\varphi = 1,00$	$Z = 1,6$ $Z = 1,38$	$Z = 1,75$ $Z = 1,51$	$Z = 2,91$ $Z = 2,52$
Bolting- up and test condition	$S = 1,1$	$S = 1,3$	$S = 3,0$
For $\varphi = 0,75$ $\varphi = 1,00$	$Z = 1,37$ $Z = 1,18$	$Z = 1,49$ $Z = 1,29$	$Z = 2,26$ $Z = 1,95$

Fig. 4.3. Factores de seguridad y coeficiente Z. Imagen extraída del código AD-Merkblätter.

- Condiciones de empaque

$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{F_{DV}}{K_{20} \cdot n}} + c_5 \quad (52)$$

$d_k$  = diámetro del núcleo del tornillo (mm)

$Z$  = valor característico

$F_{SB}$  = fuerza ejercida por los tornillos para garantizar la estanqueidad en condiciones de empaque (N)

$K$  = tensión admisible a temperatura ambiente (MPa)

$n$  = número de tornillos

$c_5$  = tolerancia de diseño (mm)



Diámetro escogido será el mayor de entre los calculados anteriormente. A continuación, se procede a calcular el espesor de la brida. Para ello se calculan los módulos resistentes de las bridas en condiciones de servicio, prueba y empaque.

$$W_{SB} = \frac{F_{SB} \cdot S}{K} \cdot a \quad (53)$$

$W_{SB}$  = modulo resistente en condición de servicio ( $\text{mm}^3$ )

$F_{SB}$  = fuerza ejercida por los tornillos para garantizar la estanqueidad en condiciones de servicio (N)

$S$  = factor de seguridad

$K$  = tensión admisible a temperatura de diseño (MPa)

$a$  = distancia especificada en la figura 4.3

$$W_{SP} = \frac{F_{SP} \cdot S'}{K_{20}} \cdot a \quad (54)$$

$W_{SB}$  = modulo resistente en condición de prueba ( $\text{mm}^3$ )

$F_{SB}$  = fuerza ejercida por los tornillos para garantizar la estanqueidad en condiciones de servicio (N)

$S$  = factor de seguridad

$K$  = tensión admisible a temperatura ambiente (MPa)

$a$  = distancia especificada en la figura 4.3

$$W_{DV} = \frac{F_{DV} \cdot S'}{K_{20}} \cdot a_D \quad (55)$$

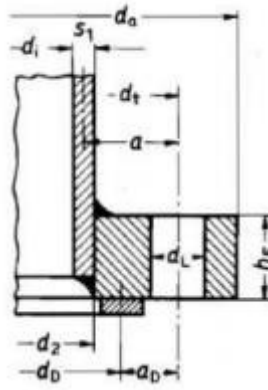
$W_{SB}$  = modulo resistente en condición de empaque ( $\text{mm}^3$ )

$F_{SB}$  = fuerza ejercida por los tornillos para garantizar la estanqueidad en condiciones de empaque (N)

$S$  = factor de seguridad

$K$  = tensión admisible a temperatura de diseño (MPa)

$a_D$  = distancia especificada en la figura 4.3



**Fig. 4.4.** Distancias requeridas para el cálculo de bridas. Imagen extraída del código AD-Merkblätter.

Una vez calculados los módulos resistentes se escoge el mayor y se calcula el espesor requerido de la brida.

$$h = \sqrt{\frac{1,42 \cdot W - Z}{b}} \quad (56)$$

$h$  = espesor requerido de la brida (mm)

$W$  = mayor módulo de resistencia ( $\text{mm}^3$ )

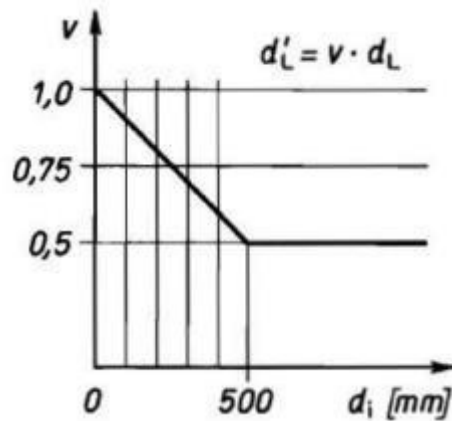
$b$  = ancho medio de la brida (mm)

$$Z = (d_i + s_1) \cdot s_1^2 \quad (57)$$

$$b = d_o - d_i - 2 \cdot d'_L \quad (58)$$

$$d'_L = V \cdot d_L \quad (59)$$

Las dimensiones expuestas en las ecuaciones 54, 55 y 56 están indicadas en la figura 4.3. El factor de reducción  $V$  se obtiene de la figura 4.4 a partir del cual se obtiene el diámetro reducido del tornillo  $d'_L$  en mm.



**Fig. 4.5.** Gráfica de obtención del factor de reducción. Imagen extraída del código AD-Merkblätter.

- Cálculo de tubuladuras

En lo referente al cálculo del espesor de las tubuladuras se sigue el mismo procedimiento que en el cálculo de los tubos del intercambiador, pero solo a presión interior.

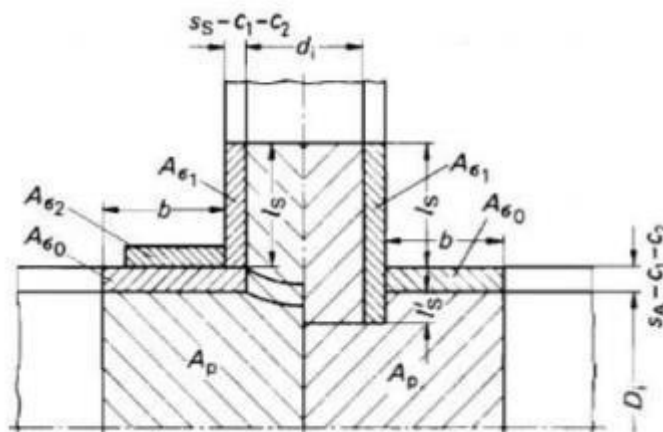
Para comprobar si hará falta reforzar la abertura se utiliza la siguiente expresión

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot (A_{s0} + A_{s1} + A_{s2}) \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (60)$$

S = tensión admisible a temperatura de diseño (MPa)

K = factor de seguridad

P = presión de diseño (bar)



**Fig. 4.6.** Áreas para el cálculo de refuerzos. Imagen extraída del código AD-Merkblätter.

Las dimensiones de  $b$  y  $l_s$  son las máximas que se pueden contar como refuerzo, es decir, el refuerzo por parte de la tubuladura y el material añadido solo es efectivo en estas dimensiones como máximo. A parte el espesor podrá ser como máximo el mismo que el de la virola donde este situada la abertura. Estas vienen dadas por las siguientes expresiones.

$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (61)$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (62)$$

Las dimensiones presentes en las ecuaciones 58 y 59 están en la figura 4.5.

#### - Baffles y tirantes

Los baffles van situados en el interior de la carcasa y son los responsables de distribuir el flujo, pero como en el caso del kettle la velocidad del flujo en carcasa es nula la única función que tienen es la de soportar los tubos.

Al estar dispuestos en el interior de la carcasa la presión les afecta de forma igual por todos los lados por lo que el cálculo de estos no está presente en el código.

Para escoger el tipo de baffle que se utilizará se seguirán las indicaciones del TEMA. Dentro del TEMA se especifican muchos tipos de baffles en función de su geometría. Para el caso del kettle se usará tipo más sencillo que existe, un baffle circular sin ningún tipo de corte.

El TEMA también indica la distancia mínima que debe existir entre la carcasa y el baffle en función del diámetro interior de esta en la siguiente tabla.

**TABLE RCB-4.3**  
Standard Cross Baffle and Support Plate Clearances  
Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell ID	Design ID of Shell Minus Baffle OD
6-17 (152-432)	1/8 (3.2)
18-39 (457-991)	3/16 (4.8)
40-54 (1016-1372)	1/4 (6.4)
55-69 (1397-1753)	5/16 (7.9)
70-84 (1778-2134)	3/8 (9.5)
85-100 (2159-2540)	7/16 (11.1)

**Fig. 4.7.** Tabla espacio mínimo entre baffles y carcasa. Imagen extraída del TEMA.

El espesor de los baffles vendrá determinado por otra tabla del tema en función del tramo de tubo que quede entre baffle es decir sin estar soportado por nada. Para determinar el

espesor primero se deberá determinar el número de baffles que llevará el intercambiador. Para ello se utilizará la tabla RCB-4.52 del TEMA.

**TABLE RCB-4.52**  
MAXIMUM UNSUPPORTED STRAIGHT TUBE SPANS  
Dimensions in Inches (mm)

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F ( ° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)

**Fig. 4.8.** Tabla distancia máxima de tubos sin soportar. Imagen extraída del TEMA.

Para conocer el número de baffles se divide la longitud de la parte recta de los tubos entre longitud máxima de tubos sin soportar.

Una vez obtenido el número de baffles y por tanto el tramo de tubo más grande sin soportar se calcula el espesor de los baffles a partir de la siguiente tabla.

**TABLE CB-4.41**  
BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS  
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell ID	Plate Thickness					
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
	12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-969)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (12.7)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

**Fig. 4.9.** Tabla de espesores de los baffles. Imagen extraída del TEMA.

Para determinar el número i el diámetro de tirantes se consulta la tabla R-4.71 del TEMA.

**TABLE R-4.71**  
**TIE ROD STANDARDS**  
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Fig. 4.10. Tabla de número y diámetro de tirantes. Imagen extraída del TEMA.

- Chapas de partición

Su espesor se consulta en la tabla RCB-9.131.

**TABLE RCB-9.131**  
**NOMINAL PASS PARTITION PLATE THICKNESS**  
Dimensions are in Inches (mm)

Nominal Size	Carbon Steel	Alloy Material
Less than 24 (610)	3/8 (9.5)	1/4 (6.4)
24 to 60 (610-1524)	1/2 (12.7)	3/8 (9.5)
61 to 100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	1/2 (12.7)

Fig. 4.11. Tabla de espesores de las chapas de partición. Imagen extraída del TEMA.

- Soportes y elementos de izado

EL código AD-Merkblätter no dispone de fórmulas para calcular estos componentes por tanto se ha optado por utilizar soportes y orejas de elevación de medidas standard recogidas en las normas DIN 28080 y 28086 respectivamente. Las dimensiones se podrán ver en los detalles de los planos.

#### 4.1.3. Evaluación del diseño mecánico

Se han calculado los espesores y las dimensiones del intercambiador de acuerdo con el código AD-Merkblätter, al TEMA y a normas DIN específicas de componentes de soportación y elevación.

A parte del cálculo manual se han comprobado los espesores con un software de diseño mecánico el Autopipe Vessel que utiliza el mismo código de diseño. Tanto el cálculo manual como el hecho por el Autopipe Vessel están disponibles en el volumen II de este proyecto.

A continuación, se resumen en la siguiente tabla los espesores calculados de forma manual y los adoptados para los componentes principales del intercambiador.

Componente	Espesor calculado (mm) / Espesor adoptado (mm)
Virola cilíndrica lado tubos	2,54 / 4
Virola cilíndrica pequeña lado carcasa	1,19 / 4
Virola cónica	3,6 / 4
Virola cilíndrica grande lado carcasa	2,36 / 4
Fondo klopper lado tubos	3,5 / 4
Fondo klopper lado carcasa	3,8 / 4
Bridas principales	28,4 / 32
Placa tubular	30,72 / 33
Tubuladuras	1,22 (3" lado tubos), 0,95 (3" lado carcasa), 0,78 (1") / sch.STD

Se ha decidido unificar el espesor del equipo a 4 mm para facilitar así la labor del fabricante en lo que a acopio y aprovechamiento de materiales se refiere. También se ha decidido aumentar el espesor de las tubuladuras por el motivo anterior.

## 5. Materiales

En este apartado se argumentará la elección del material de construcción de las diversas partes del intercambiador. Para hacer una buena selección del material se deben tener en cuenta diversos factores.

Primero la temperatura, la temperatura afecta a las propiedades mecánicas del material, cuanto más alta es menor será la tensión admisible del material. En caso de que se den temperaturas muy elevadas podría darse el fenómeno de la termofluencia, aunque rara vez se trabaja con tan altas temperatura en el campo de la calderería. Por otro lado, una temperatura muy baja también afectaría de forma negativa al material, provocando una rotura frágil de este.

La presencia de la presión hará que se generen tensiones en el material y como mayor sea esta mayores serán las tensiones que tendrá que soportar el material.

La corrosividad de los fluidos también es un aspecto que tener en cuenta cuando se escoge el material. Un fluido o ambiente corrosivo provocará la pérdida de material con el paso del tiempo cosa que hará que el equipo se debilite.

Para una selección óptima del material se deben tener en cuenta también el aspecto económico y la facilidad de acopio.

Los diferentes tipos de acero reúnen todas las características para ser un material adecuado para satisfacer los requerimientos de temperatura, presión y corrosividad que se dan en el ámbito del diseño de equipos a presión. Es por este motivo que el acero es el material más usado en la construcción de este tipo de aparatos.

Dentro de los aceros se distinguen dos grandes grupos: los aceros al carbono y los aceros inoxidables. El acero es una aleación de hierro y carbono principalmente a la que se le añaden otros elementos en proporciones menores. En función de las proporciones de los distintos elementos que lo componen se obtendrán aceros con distintas propiedades. Lo que distingue al acero al carbono del inoxidable es la cantidad de cromo, cuando esta está entre el 10% y el 12% en peso se habla de acero inoxidable.

En el apartado AD-W del código se dispone de una clasificación general de los diferentes materiales aptos para utilizarse en diseño de equipos a presión. Dentro de cada grupo de materiales (aceros aleados, no aleados, austeníticos, etc) se informa de los materiales específicos aprobados para utilizarse en construcción de equipos a presión. Estos materiales están de acuerdo con diferentes normativas de designación, en el caso del AD-Merkblätter la DIN y la EN.



Las propiedades de los materiales también varían en función del proceso que se haya seguido para conformarlos, por lo que las normativas contemplan cada tipo de material y las diversas formas en las que este puede encontrarse, tubo, chapa, forjado, entre otras.

- Elección del material

En este caso en concreto la elección del material queda muy restringida al requerirse vapor limpio en la salida como se ha explicado en el apartado de diseño térmico. El acero inoxidable es adecuado para este propósito ya que al no oxidarse impedirá que se contamine el vapor.

El acero inoxidable se clasifica en martensíticos, ferríticos, austeníticos, dúplex y endurecibles por precipitación. Los más adecuados para el caso particular del proyecto son los austeníticos ya que presentan una elevada resistencia a la corrosión y son muy apropiados para situaciones en las que se requiera un especial cuidado con la higiene. Dentro de los austeníticos se diferencian las series 200 y 300 según la norma AISI. La serie 200 está destinada a uso doméstico principalmente mientras que la 300 se usa en aplicaciones industriales. Dentro de la serie 300 destacan el 304/304L y el 316/316L. El 316/316L ofrece mejor resistencia a la corrosión que el 304/304L, a parte es comúnmente usado en industria química, farmacéutica y alimentaria hecho que lo hace ideal para seleccionarlo como material para el intercambiador. La diferencia entre el 316 y el 316L es el contenido en carbono, el 316L lleva menos cantidad y por tanto su límite elástico es menor. Por este motivo se realizarán los cálculos con este ya que será un cálculo más restrictivo.

## 6. Fabricación

En este capítulo se explicarán los diferentes métodos de fabricación empleados en cada uno de los componentes del intercambiador.

A parte de la confección de cada componente el proceso de fabricación también incluye el procedimiento de soldadura necesario para unir los distintos componentes entre sí. Existen diversos tipos de soldaduras en función de las partes que se quieran unir. A continuación, se describen los tipos más comunes de soldaduras empleados en intercambiadores.

- Soldadura circunferencial o longitudinal

Este tipo de soldadura se emplea en uniones de chapa para formar cilindros. Esta puede realizarse mediante un cordón en I en el caso que los bordes sean rectos o en un cordón en V si a los bordes se les ha mecanizado un pequeño chaflán.

- Soldadura de tubuladuras

Este es el que permite unir las tubuladuras a la carcasa, sus dimensiones están definidas en los planos del intercambiador.

- Soldadura de bridas

Con este tipo de procedimiento de soldadura se unen las bridas a las tubuladuras. Este es distinto en función del tipo brida que se utilice, por ejemplo, las de cuello presentan un tramo extra de material para facilitar su soldadura y se usa un tipo de soldadura similar a la circunferencial.

- Soldadura angular

Como su nombre indica este tipo de soldadura se hace mediante un cordón angular y es utilizada para unir chapas en ángulo, la unión de los tirantes a los bafles o los tubos a la placa tubular.

Presentados ya los diferentes tipos de soldadura que intervienen en el proceso de fabricación de un intercambiador se continua con la descripción de los diferentes métodos de confección utilizados para la elaboración de cada componente.

-

- Carcasa cilíndrica

Para este intercambiador se ha escogido hacer la carcasa de chapa. Para fabricarla se usa unos cilindros curadores de chapa. La chapa pasa entre los cilindros y estos la van curvando en función de si la chapa es más o menos gruesa se deberán hacer más o menos pasadas.



**Fig. 6.1.** Cilindros curadores de chapa. Imagen extraida de <http://www.interempresas.net>

- Carcasa cónica

La carcasa cónica se fabrica de igual manera que la carcasa cilíndrica, pero variando el ángulo de los rodillos.

- Fondos

Los fondos se fabrican a partir de chapa usando una prensa hidráulica y una maquina rebordeadora para darle el radio necesario en función del tipo de fondo que se quiera.



**Fig. 6.2.** Máquina rebordeadora. Imagen extraída de <http://www.directindustry.es>

- Tubos sin soldadura

Se fabrican con una laminadora perforadora. Esta máquina fuerza a una barra de acero a alta temperatura a pasar a través de un perforador que realizará el agujero a la barra.

- Placa tubular y bafles

La placa tubular y los bafles se fabrican a partir de chapa a los que se les mecanizaran los agujeros para que se puedan alojar los tubos y tirantes.

- Bridas

Las bridas se fabrican mediante el método de forja en empresas especializadas.

- Tirantes

Se fabrican a partir de barras de acero a las que se les mecaniza una rosca en uno de los extremos para acoplarla a la placa tubular.

## 7. Legalización

### - Introducción

Para poder comercializar el intercambiador de forma legal dentro del mercado europeo se ha de garantizar que cumple con los requisitos esenciales indicados en la directiva vigente 2014/68/UE.

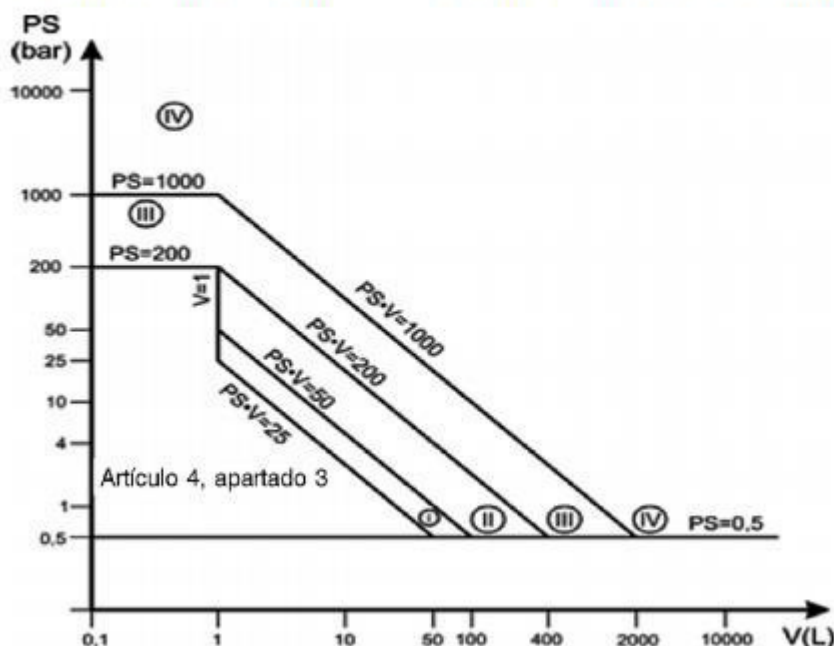
Los organismos notificados son las entidades que evaluarán la conformidad del equipo con la directiva. Existen diversos procedimientos de evaluación en función de la categoría del equipo.

La categoría del equipo depende en gran parte de la peligrosidad del fluido. La directiva los divide en fluidos del grupo 1 que son los peligrosos y los del grupo 2, los no peligrosos.

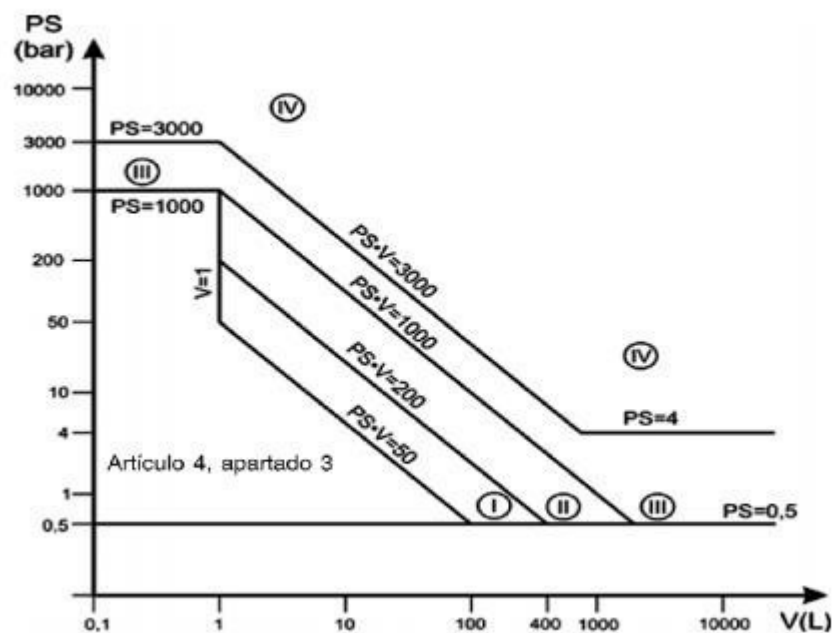
Los fluidos del grupo 1 están recogidos y clasificados en el reglamento (CE) n.º 1272/2008 con arreglo a diferentes clases de peligros físicos y para la salud. Los fluidos del grupo 2 son los fluidos que no forman parte del grupo 1.

En función del tipo de fluido y del estado físico en el que se encuentre, en la directiva hay distintos cuadros donde a partir de la presión de diseño y el volumen del equipo donde actúa dicha presión se determina la categoría del equipo.

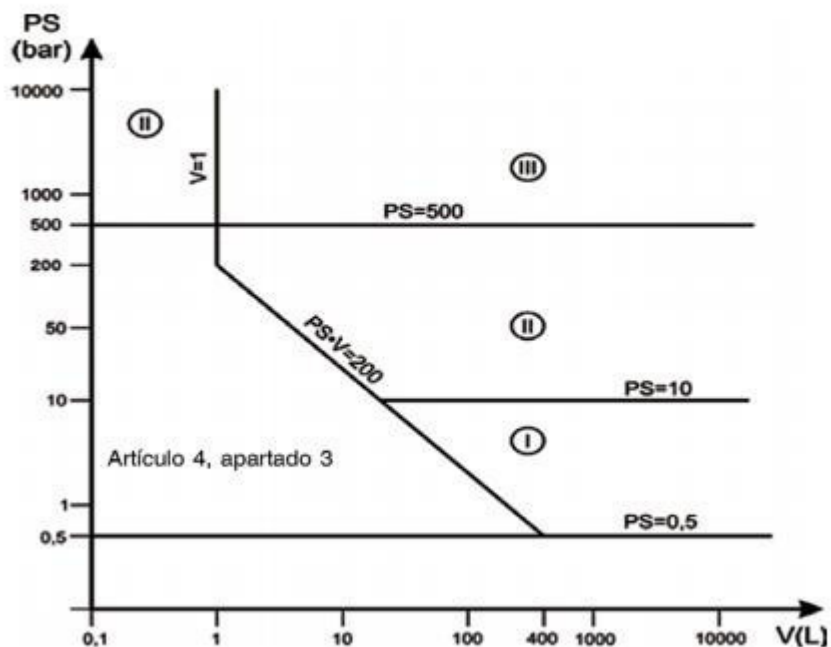
Cuadro 1. Recipientes contemplados en el artículo 4, apartado 1.1, párrafo a.1)



Cuadro 2. Recipientes contemplados en el artículo 4, apartado 1.1, párrafo a.2)



Cuadro 3. Recipientes contemplados en el artículo 4, apartado 1.1, párrafo b.1)



Cuadro 4. Recipientes contemplados en el artículo 4, apartado 1.1, párrafo b.2)

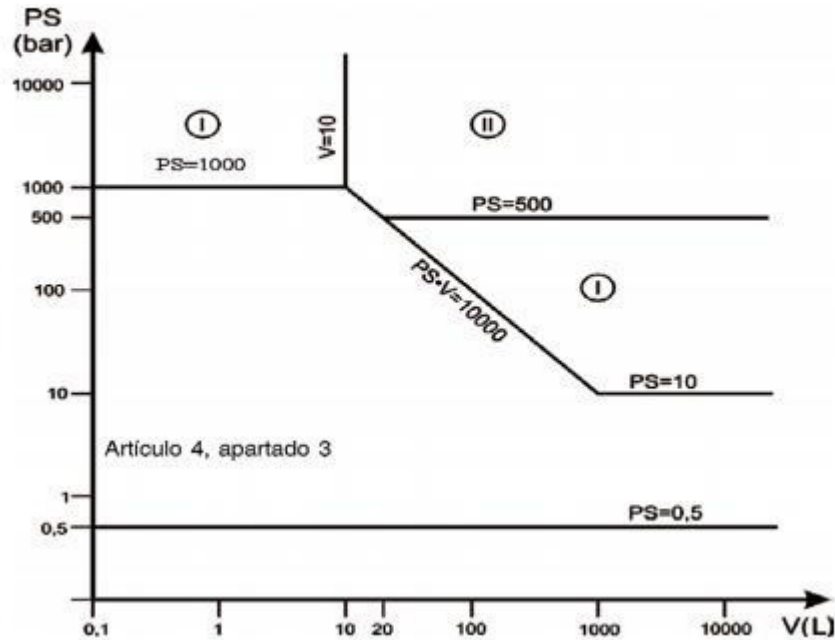


Fig.7.1. Máquina rebordeadora. Imágenes extraídas de la directiva de equipos a presión.

En función de la categoría del equipo la directiva permite utilizar diferentes procedimientos de evaluación de conformidad. En el caso que el equipo resulte ser artículo 4, apartado 3, no deberá llevar el marcado CE y por tanto no requerirá la intervención de ningún organismo notificado.

## a) Categoría I:

- Módulo A1

## b) Categoría II:

- Módulos A2
- Módulo D1
- Módulo E1

## c) Categoría III:

- Módulo B (tipo de diseño) + D
- Módulo B (tipo de diseño) + F
- Módulo B (tipo de producción) + F
- Módulo B (tipo de producción) + C2
- Módulo H

## d) Categoría IV

- Módulo B (tipo de producción) + D
- Módulo B (tipo de producción) + F
- Módulo G
- Módulo H1

- Caso del presente proyecto

De acuerdo con la normativa vigente se considera el fluido de la carcasa, vapor de agua, como gas no peligroso y el fluido de los tubos, agua líquida, como líquido no peligroso. A continuación, se determina la categoría del equipo

- Lado tubos

$$P * V = 13 \text{ lts} * 12 \text{ bar} = 156 \rightarrow \text{Art. 4, apart. 3}$$

- Lado carcasa

$$P * V = 163 \text{ lts} * 6 \text{ bar} = 978 \rightarrow \text{Cat. II}$$

Se concluye que el equipo es categoría II y por lo tanto se puede escoger entre el módulo A2, D1 o E1. Se ha optado por el módulo A2, *Control interno de la producción más control supervisado de los equipos a presión a intervalos aleatorios*.

El fabricante deberá presentar la documentación técnica necesaria en la que se incluye:

- Una descripción general del equipo
- Planos de diseño y fabricación
- Descripciones necesarias para comprender los planos y un esquema de funcionamiento del equipo a presión
- Resumen de las normas utilizadas
- Cálculos realizados
- Informes sobre los ensayos

El fabricante garantizará que la fabricación del equipo cumple con las especificaciones facilitadas en la documentación técnica y con la normativa vigente.

Por la otra parte el organismo notificado realizará controles a intervalos aleatorios sin previo aviso en los locales de fabricación o de almacenamiento.



## 8. Estudio económico

Se ha desglosado el estudio económico del presente proyecto en tres partes:

- Costes asociados a los materiales
- Costes asociados al diseño
- Costes asociados a la fabricación
- Costes asociados a la legalización del equipo

Posteriormente se aplicará al total de estos costes un porcentaje resultante de los gastos generales, el del beneficio industrial del 6% y el 21% de IVA. Dentro de los gastos generales se tienen en cuenta los costes asociados a la luz, alquiler de oficinas, internet, telefonía entre otros un valor normal para este es del 13%.

### - Costes asociados a los materiales

Dentro de los distintos materiales empleados se distinguen tres grupos: chapa, tubo y forjado.

#### - Chapa

Componente	Material	€ por kg	kg	€
Virola lado tubos	316 L	7	8	56
Virola pequeña lado carcasa	316 L	7	4	28
Virola grande lado carcasa	316 L	7	240	1.680
Virola cónica	316 L	7	152	1.064
Fondos	316 L	7	27	189
Bridas de diseño	316 L	7	40	280
Placa tubular	316 L	7	38	266
Soportes	S275JR	2	20	40

- Tubo

Componente	Material	€ por kg	kg	€
Tubos en tubuladuras	316 L	5	10	50
Tubos	316 L	5	86	430
Espaciadores	316 L	5	208	1.040

- Forjado

Componente	Material	€ por kg	kg	€
Bridas	316 L	5	17	85

- Tornillería

Componente	Material	€ por unidad	Unidades	€
Espárragos	A2-70	0,5	20	10
Tuercas	A2-70	0,5	40	20

- Costes totales asociados a los materiales

Tipo de material	Coste €
Chapa	3.603
Tubo	1.520
Forjado	85
Tornillería	30

<b>Coste total asociado a los materiales</b>	5.238 €
--	---------

#### - Coste asociado al diseño

El diseño de este tipo de equipos se lleva a cabo en ingenierías especializadas en equipos a presión e intercambiadores de calor. El trabajo de estas incluye el diseño térmico, el diseño mecánico, la elaboración de los planos constructivos y la documentación necesaria para el marcado CE.

Teniendo en cuenta todas estas labores y la complejidad del equipo en cuestión se han estimado 40 horas de trabajo. El precio normal de una ingeniería de este tipo es de 40€ / hora.

<b>Coste total asociado al diseño</b>	1.600 €
---------------------------------------	---------

#### - Coste asociado a la fabricación

Las diferentes labores que se llevan a cabo en el proceso de fabricación de un intercambiador se han detallado en el apartado 6 de este proyecto. Este trabajo se realiza en talleres especializados en la fabricación de depósitos a presión o caldererías. Se ha establecido un precio medio de 30 € / hora y una duración del proceso total de fabricación de 150 horas.

<b>Coste asociado a la fabricación</b>	4.500 €
--	---------

- **Costes asociados a la legalización del equipo**

Se ha estimado un coste de 250 € para que un organismo notificado certifique el equipo con el módulo A2.

- **Costes totales**

<b>Coste total asociado a los materiales</b>	5.238 €
<b>Coste total asociado al diseño</b>	1.600 €
<b>Coste asociado a la fabricación</b>	4.500 €
<b>Coste asociado a la legalización del equipo</b>	250 €

A la suma de estos tres costes se le aplican los porcentajes de gastos generales, el beneficio industrial y el IVA.

<b>Coste total del intercambiador</b>	16.224 €
---------------------------------------	----------

## 9. Estudio medioambiental

El intercambiador en si no tiene ningún impacto medioambiental negativo, ya que es un recito estanco. A parte en este caso concreto los fluidos que circulan a través de él son agua un fluido no peligroso.

Otro aspecto a tener en cuenta es el proceso de fabricación. Se debe comprobar que el fabricante se haya asegurado de que el procedimiento de fabricación no interfiera de forma negativa en el medioambiente. De todas formas, durante la fabricación de un intercambiador de calor no se generan muchos residuos y los pocos que se generan no son peligrosos.

## Conclusions

Una vez finalizado el proyecto se analiza si se han logrado los objetivos iniciales.

Primeramente, se ha realizado una búsqueda de información en cuanto a los distintos tipos de intercambiadores existentes. Esto me ha permitido conocer mejor y poder distinguir los distintos tipos y entender su funcionamiento.

Para el caso concreto se ha decidido que métodos se utilizarían para diseñar el intercambiador tanto de forma térmica como mecánica. Al realizar los cálculos de forma manual ha hecho que comprenda que se deben aplicar los códigos de diseño, en el caso del diseño mecánico. En el caso del diseño térmico no existe un método concreto para este tipo de intercambiador en concreto por lo que se ha elaborado uno a partir de diferentes expresiones desarrolladas por expertos en el campo.

El diseño térmico se ha realizado de forma satisfactoria ya que los resultados son razonablemente parecidos a los obtenidos con el software de diseño HTRI. De la misma forma el diseño mecánico se ha validado con éxito con el software AUTOPIPE VESSEL.

Al estudiar el proceso de fabricación he podido entender que procedimientos se siguen para conformar los diferentes componentes del intercambiador.

En cuanto a la legalización se ha estudiado el procedimiento necesario para poder comercializar de forma libre el intercambiador en Europa.

Dicho esto, se puede concluir que se han logrado cumplir los objetivos iniciales con éxito.

## **Bibliografia**

- Kern, D.Q. 1950. "Process heat transfer".
- Jhon, H. Lienhard, Larry C. Witte. "An historical review of the hydrodynamic theory of boiling".
- Ramesh, K. Shah, Alfred, C. Mueller, Dusan, P. Sekulic. "Heat exchangers, 3. Phase change in heat exchanger design.

## **Normativa**

- AD 2000 Code Ad-merckblätter. Technical Rules for Pressure Vessels. July 2003.
- Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc. Code TEMA. 8th Edition 1999.

## **Anexos**

### Índice anexos

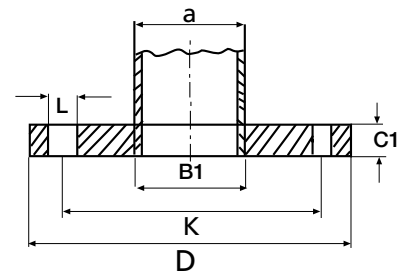
- Catálogo de bridas
- Catálogo de tubos
- Cálculos mecánicos realizados con Autopipe Vessel
- Cálculos térmicos realizados con el HTRI





## Bridas planas de acero inoxidable

DIN-2576



### Presión nominal 10 Kg/cm<sup>2</sup>

Tubo			Brida				Tornillos			Peso aprox. Kg
Diámetro Nominal		a mm	B1 mm	D mm	C1 mm	K mm	Cant.	Rosca	L mm	
DN	Pulg.									
15 a 150		Utilizar las medidas de PN 16								
200	8"	204 219,1*	206 221,8	340	24	295	8	M20	22	10,23 9,31
250	10"	254 273*	256 276,2	395	26	350	12	M20	22	13,8 11,9
300	12"	304 323,9*	307 327,6	445	26	400	12	M20	22	14,8 13,8
350	14"	355,6*	359,7	505	28	460	16	M20	22	20,6
400	16"	406,4*	411	565	32	515	16	M24	26	27,9
450	18"	457,2*	462,5	615	38	565	20	M24	26	35,6
500	20"	508*	513,6	670	38	620	20	M24	26	41,1
600	24"	610*	616,5	780	40	725	20	M27	30	51,87

**Calidad de material:** AISI-304 / 304-L, 316 / 316-L, duplex.

**Composición química:** Ver página 8.

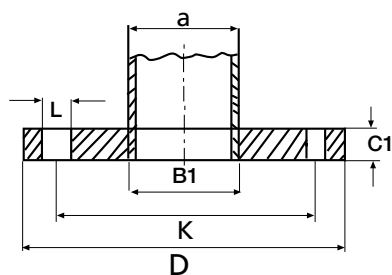
**Características mecánicas:** Ver página 9.

**Tolerancias:** Ver página 60.

\* Estas dimensiones corresponden a ISO.

Bajo consulta se puede fabricar bridas con espesor reducido, y en presiones nominales PN-6 (DIN 2573).





## Bridas planas de acero inoxidable

DIN-2502

### Presión nominal 16 Kg/cm<sup>2</sup>

Tubo			Brida				Tornillos			Peso aprox. Kg
Diámetro Nominal		a mm	B1 mm	D mm	C1 mm	K mm	Cant.	Rosca	L mm	
DN	Pulg.									
15	1/2"	18 20 21,3*	19 21 22	95	14	65	4	M12	14	0,684 0,675 0,669
20	3/4"	23 25,4 26,9*	24 26 27,6	105	16	75	4	M12	14	0,965 0,947 0,936
25	1"	28 30 33,7*	29 31 34,7	115	16	85	4	M12	14	1,15 1,14 1,11
32	1 1/4"	38 42,4*	39 43,1	140	16	100	4	M16	18	1,66 1,62
40	1 1/2"	43 44,5 48,3*	44 45,5 49	150	16	110	4	M16	18	1,90 1,89 1,86
50	2"	50,8 53 60,3* 63,5	51,8 54 61,1 64,5	165	18	125	4	M16	18	2,58 2,56 2,47 2,43
65	2 1/2"	73 76,1*	74 77	185	18	145	4	M16	18	3,2 3,0
80	3"	84 88,9*	85 90,3	200	20	160	8	M16	18	3,91 3,79
100	4"	104 114,3*	105 115,9	220	20	180	8	M16	18	4,31 4,03
125	5"	129 139,7*	130,5 141,6	250	22	210	8	M16	18	5,86 5,46
150	6"	154 168,3*	155,5 170,5	285	22	240	8	M20	22	6,8 6,57
200	8"	204 219,1*	206 221,8	340	24	295	12	M20	22	10,23 9,31
250	10"	254 273*	256 276,2	405	26	355	12	M24	26	15,2 13,4
300	12"	304 323,9*	307 327,6	460	28	410	12	M24	26	18,3 17,4
350	14"	355,6*	359,7	520	30	470	16	M24	26	28,6
400	16"	406,4*	411	580	32	525	16	M27	30	30,9
450	18"	457,2*	462	640	42	585	20	M30	33	41,67
500	20"	508*	513,6	715	38	650	20	M30	33	54,0
600	24"	610*	616,5	840	42	770	20	M33	36	77,58

**Calidad de material:** AISI-304 / 304-L, 316 / 316-L, duplex.

**Composición química:** Ver página 8.

**Características mecánicas:** Ver página 9.

**Tolerancias:** Ver página 60.

\* Estas dimensiones corresponden a ISO.

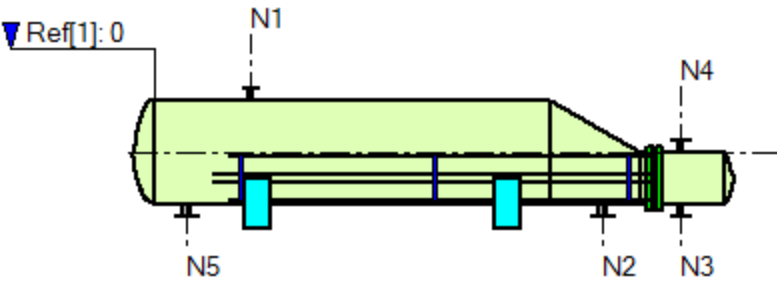
Bajo consulta se puede fabricar bridas con espesor reducido, y en presiones nominales PN-6 (DIN 2573) y PN-25-40 (DIN-2503).



# DIMENSIONES Y PESO DEL TUBO DE ACERO SOLDADO Y SIN SOLDADURA ASTM - API (m/m. y Kg/m.)

Ø Nomi- nal	Ø Exte.	Sch. 5S	Sch. 10S	Sch. 10	Sch. 20	Sch. 30	STD Y 40 S	Sch. 40	Sch. 60	XS Y 80 S	Sch. 80	Sch. 100	Sch. 120	Sch. 140	Sch. 160	XXS
1/8"	10,3	---	1,24 0,28	---	---	---	1,73 0,36	---	---	2,41 0,46	---	---	---	---	---	---
1/4"	13,71	---	1,65 0,49	---	---	---	2,24 0,63	---	---	3,02 0,80	---	---	---	---	---	---
3/8"	17,14	---	1,65 0,63	---	---	---	2,31 0,85	---	---	3,2 1,10	---	---	---	---	---	---
1/2"	21,34	1,65 0,80	2,11 1,00	---	---	---	2,77 1,27	---	---	3,73 1,62	---	---	---	---	4,78 1,94	7,47 2,55
3/4"	26,7	1,65 1,03	2,11 1,28	---	---	---	2,87 1,68	---	---	3,91 2,19	---	---	---	---	5,56 2,90	7,82 3,63
1"	33,40	1,65 1,29	2,77 2,08	---	---	---	3,38 2,50	---	---	4,55 3,23	---	---	---	---	6,35 4,18	9,09 5,45
1 1/4"	42,2	1,65 1,65	2,77 2,69	---	---	---	3,56 3,38	---	---	4,85 4,47	---	---	---	---	6,35 5,58	9,70 7,76
1 1/2"	48,3	1,65 1,90	2,77 3,12	---	---	---	3,68 4,05	---	---	5,08 5,41	---	---	---	---	7,14 7,22	10,16 9,55
2"	60,32	1,65 2,38	2,77 3,93	---	---	---	3,91 5,44	---	---	5,54 7,48	---	---	---	---	8,74 11,08	11,07 13,45
2 1/2"	73,02	2,11 3,68	3,05 5,26	---	---	---	5,16 8,62	---	---	7,01 11,41	---	---	---	---	9,52 14,88	14,02 20,41
3"	88,90	2,11 4,52	3,05 6,45	---	---	---	5,49 11,29	---	---	7,62 15,27	---	---	---	---	11,13 20,98	15,24 27,67
3 1/2"	101,60	2,11 5,17	3,05 7,40	---	---	---	5,74 13,57	---	---	8,08 18,63	---	---	---	---	---	---
4"	114,30	2,11 5,81	3,05 8,34	---	---	---	6,02 16,07	---	---	8,50 22,31	---	---	11,13 28,35	---	13,49 33,53	17,12 41,02
5"	141,30	2,77 9,45	3,40 11,56	---	---	---	6,55 21,78	---	---	9,52 30,95	---	---	12,7 40,28	---	15,88 49,09	19,05 57,42
6"	168,30	2,77 11,31	3,40 13,82	---	---	---	7,11 28,26	---	---	10,97 42,56	---	---	14,27 54,20	---	18,26 67,55	21,95 79,18
8"	219,10	2,77 14,78	3,76 19,94	---	6,35 33,31	7,04 36,79	8,18 42,53	10,31 52,88	---	12,70 64,63	15,09 75,80	18,26 90,43	20,62 101,04	23,01 111,32	22,22 107,87	---
10"	273,00	3,40 22,62	4,19 27,83	---	6,35 41,77	7,8 51,00	9,27 60,29	12,7 81,54	12,7 81,46	15,09 95,95	18,26 114,74	21,44 132,74	25,40 154,94	28,58 172,14	25,40 154,94	---
12"	323,85	3,96 33,00	4,57 36,00	---	6,35 49,72	8,38 65,20	9,52 73,82	10,31 79,67	14,27 108,96	12,7 93,94	17,48 132,01	21,44 159,52	25,40 186,77	28,58 206,96	33,34 238,11	25,40 186,77
14"	355,60	3,96 34,23	4,78 41,30	6,35 54,68	7,92 67,94	9,52 81,28	9,52 81,28	12,7 94,49	16,64 126,49	12,7 107,38	21,44 158,08	26,19 194,90	30,96 224,42	36,52 253,14	40,49 281,38	---
16"	406,40	4,19 41,60	4,78 47,29	6,35 62,63	7,92 77,86	9,52 93,21	9,52 93,21	12,7 123,29	16,64 159,98	12,7 123,29	21,44 203,16	26,19 245,32	30,96 286,44	36,52 332,32	40,49 364,85	---
18"	457,20	4,19 46,83	4,78 53,26	6,35 70,59	7,92 87,79	11,13 122,36	9,52 105,14	14,27 151,91	19,05 205,80	12,7 139,19	23,83 254,59	29,36 309,44	34,92 363,19	39,69 408,01	45,24 459,18	---
20"	508,00	4,78 59,22	5,54 68,50	6,35 78,54	9,52 117,07	12,7 155,10	9,52 117,07	15,09 183,12	20,62 247,85	12,7 155,10	26,19 310,90	32,54 381,04	38,10 440,93	44,45 509,00	50,01 564,14	---
22"	558,80	---	---	6,35 86,50	9,52 129,01	12,7 171,01	9,52 129,01	---	22,22 224,04	12,7 171,01	28,58 373,58	34,92 451,14	41,98 526,82	47,62 599,74	53,98 671,18	---
24"	609,60	5,54 82,60	6,35 94,45	6,35 94,45	9,52 140,94	14,27 209,54	9,52 140,94	17,48 255,14	24,61 354,64	12,7 186,92	30,96 441,10	38,89 546,92	46,02 639,18	52,3 718,94	59,54 806,61	---
26"	660,40	---	---	7,92 127,50	12,7 202,83	---	9,52 152,87	---	---	12,7 202,83	---	---	---	---	---	---
28"	711,20	---	---	7,92 137,42	12,7 218,73	15,88 272,18	9,52 164,80	---	---	12,7 218,73	---	---	---	---	---	---
30"	762,00	---	---	7,92 147,36	12,7 234,64	15,88 292,06	9,52 176,73	---	---	12,7 234,74	---	---	---	---	---	---
32"	812,80	---	---	7,92 157,28	12,7 250,55	15,88 311,95	9,52 188,66	17,48 342,70	---	12,7 250,55	---	---	---	---	---	---
34"	863,60	---	---	7,92 162,20	12,7 266,46	15,88 331,83	9,52 200,59	17,48 364,58	---	12,7 266,46	---	---	---	---	---	---
36"	914,40	---	---	7,92 177,13	12,7 282,36	15,88 351,72	9,52 212,52	19,05 420,56	---	12,7 282,36	---	---	---	---	---	---
38"	965,2	---	---	---	---	---	9,52 224,45	---	---	12,7 298,27	---	---	---	---	---	---
40"	1.016,00	---	---	---	---	---	9,52 236,38	---	---	12,7 314,18	---	---	---	---	---	---
42"	1.066,80	---	---	---	---	---	9,52 248,31	---	---	12,7 330,09	---	---	---	---	---	---
44"	1.117,6	---	---	---	---	---	9,52 260,25	---	---	12,7 346,00	---	---	---	---	---	---

TFG	EEBE UPC	Revision : 0
-----	----------	--------------



Job Tag :	Description :
Job Name :	Drawing No :
Vessel Tag :	

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

## Table of Contents

<b>Table of Contents .....</b>	<b>2</b>
<b>Codes, Guidelines and Standards Implemented .....</b>	<b>3</b>
<b>Design Conditions. ....</b>	<b>4</b>
<b>Allowable stresses and safety factors .....</b>	<b>5</b>
<i>Shell (comp. 1).....</i>	<i>5</i>
<i>Tube (comp. 2).....</i>	<i>5</i>
<b>Test Pressure .....</b>	<b>6</b>
<b>Element(s) of geometry in internal pressure .....</b>	<b>7</b>
<i>Kloepper Type Head (30.10) Internal pressure.....</i>	<i>7</i>
<i>Conical shell (30.24) internal pressure.....</i>	<i>8</i>
<i>Kloepper Type Head (25.12) Internal pressure.....</i>	<i>9</i>
<i>Cylindrical shell under internal pressure.....</i>	<i>10</i>
<b>Body flange(s) and cover(s) .....</b>	<b>11</b>
<i>Body Flange and Cover 25.01 in operation.....</i>	<i>11</i>
<i>Body Flange and Cover 30.03 in operation.....</i>	<i>12</i>
<i>Body Flange and Cover 25.01 in test.....</i>	<i>13</i>
<i>Body Flange and Cover 30.03 in test.....</i>	<i>14</i>
<i>Body Flange and Cover 3903 in test.....</i>	<i>15</i>
<b>Tubesheet(s) and Expansion Joint .....</b>	<b>16</b>
<i>Tubesheet, Loading conditions 1 [corroded normal condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.....</i>	<i>16</i>
<i>Tubesheet, Loading conditions 2 [corroded normal condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.....</i>	<i>18</i>
<i>Tubesheet, Loading conditions 3 [corroded normal condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.....</i>	<i>20</i>
<i>Tubesheet, Loading conditions T0 [test condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.....</i>	<i>22</i>
<i>Tubesheet, Loading conditions 0T [test condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.....</i>	<i>24</i>
<b>Tubes of the bundle. ....</b>	<b>26</b>
<i>Tube of bundle in internal pressure.....</i>	<i>26</i>
<i>Tube of bundle in external pressure.....</i>	<i>26</i>
<b>Isolated Opening(s).....</b>	<b>27</b>
<i>Isolated opening N1 [ in operation Int.P. ] (Shell inlet).....</i>	<i>27</i>
<i>Isolated opening N1 [ in test Int.P. ] (Shell inlet).....</i>	<i>28</i>
<i>Isolated opening N2 [ in operation Int.P. ] (Shell Outlet).....</i>	<i>29</i>
<i>Isolated opening N2 [ in test Int.P. ] (Shell Outlet).....</i>	<i>30</i>
<i>Isolated opening N3 [ in operation Int.P. ] (Channel Outlet).....</i>	<i>31</i>
<i>Isolated opening N3 [ in test Int.P. ] (Channel Outlet).....</i>	<i>32</i>
<i>Isolated opening N4 [ in operation Int.P. ] (Channel inlet).....</i>	<i>33</i>
<i>Isolated opening N4 [ in test Int.P. ] (Channel inlet).....</i>	<i>34</i>
<i>Isolated opening N5 [ in operation Int.P. ] (Shell Outlet).....</i>	<i>35</i>
<i>Isolated opening N5 [ in test Int.P. ] (Shell Outlet).....</i>	<i>36</i>
<b>Standard Flanges. ....</b>	<b>37</b>
<b>Summary of Weights, Capacities and Painting Areas.....</b>	<b>38</b>

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Codes, Guidelines and Standards Implemented.

Pressure vessel design code :

AD 2000-Merkblätter (07-2012)

B 0, 11.2008

B 1, 10.2000

B 2, 10.2000

B 3, 05.2011

B 5, 07.2012

B 6, 10.2006

B 7, 09.2010

B 8, 05.2007

B 9, 02.2010

Design Code of Tubesheets :

AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012

Manufacturing standard :

TEMA 9th Edition - Nov. 2007

Type= BKU

Local load design method:

WRC 107 (2002-10)

Standard of flange ratings :

ASME B16.5-2009

Standard of pipes:

ASME B36.10M-2004/B36.19M-2004

Standard of material :

EN10028-7 December 2007	X2CrNiMo17-12-2	Plate
EN10222-5 March 2000	X2CrNiMo17-12-2	Forging
EN10216-5 March 2005	X2CrNiMo17-12-2	Seamless tube
EN10025 December 1993	S275JR	Plate
AD-W2 September 1998	A2-70	Bolting
EN10216-5 March 2005	X2CrNiMo17-12-2	Seamless pipe

Units :

SI

$g = 9,80665 \text{ m/s}^2$  [ Weight (N) = Mass (kg)  $\times$  g ]

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Design Conditions.

	Shell (comp. 1)	Tube (comp. 2)	/
Internal pressure :	0,6 MPa	1,2 MPa	/
Requested MAWP :	0,6 MPa	1,2 MPa	/
Design Temperature :	160 °C	200 °C	/
Height of liquid :	0 mm	0 mm	/
Operating fluid spec. gravity :	1	1	/
Corrosion :			/
External pressure :			/
Design temp., external :			/
Test Pressure :	1,1 MPa	2,34 MPa	/
Test fluid spec. gravity :	1	1	/
Insulation Thickness :	0 mm	0 mm	/
Weight/density of insulation :	35 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	/
Construction Category :			/
Nominal stress :	1	1	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

## Allowable stresses and safety factors

AD B0 / AD B6

f	Allowable stress at design temperature.
R <sub>m</sub>	tensile strength.
R <sub>p0.2</sub>	yield strength 0,2 %.
R <sub>p1</sub>	yield strength 1 %.
σ <sub>R</sub>	Average stress to cause rupture at the end of 100000 hours at design temperature.

Flanges

in operation	$\square f = f \times 1$
In test and gasket seating	$\square f = f \times 1$

<b>Shell (comp. 1)</b>	Allowable stress at design temperature f					
Materials	Normal Conditions		Exceptional and test conditions		Creep	
Excluding bolting	B0	B6	B0	B6	B0	B6
Carbon steel	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,6	R <sub>p0.2</sub> / 1,05	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Stainless steel	R <sub>p1</sub> / 1,5	R <sub>p1</sub> / 1,6	R <sub>p1</sub> / 1,05	R <sub>p1</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Copper alloy	R <sub>m</sub> / 3,5	R <sub>m</sub> / 4	R <sub>m</sub> / 2,5	R <sub>m</sub> / 2,5	σ <sub>R</sub> / 3,5	σ <sub>R</sub> / 4
Aluminum Alloy	R <sub>p1</sub> / 1,5	R <sub>p1</sub> / 1,6	R <sub>p1</sub> / 1,05	R <sub>p1</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Nickel alloy	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,6	R <sub>p0.2</sub> / 1,05	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Titanium and Zirconium	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,6	R <sub>p0.2</sub> / 1,05	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Cast Iron	R <sub>p0.2</sub> / 2	R <sub>p0.2</sub> / 2	R <sub>p0.2</sub> / 1,4	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 2	σ <sub>R</sub> / 2
Bolting	Standard	Neckdown	Standard	Neckdown	Standard	Neckdown
Carbon steel	R <sub>p0.2</sub> / 1,8	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,3	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,8	σ <sub>R</sub> / 1,5
Stainless steel	R <sub>p1</sub> / 1,8	R <sub>p1</sub> / 1,5	R <sub>p1</sub> / 1,3	R <sub>p1</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,8	σ <sub>R</sub> / 1,5

<b>Tube (comp. 2)</b>	Allowable stress at design temperature f					
Materials	Normal Conditions		Exceptional and test conditions		Creep	
Excluding bolting	B0	B6	B0	B6	B0	B6
Carbon steel	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,6	R <sub>p0.2</sub> / 1,05	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Stainless steel	R <sub>p1</sub> / 1,5	R <sub>p1</sub> / 1,6	R <sub>p1</sub> / 1,05	R <sub>p1</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Copper alloy	R <sub>m</sub> / 3,5	R <sub>m</sub> / 4	R <sub>m</sub> / 2,5	R <sub>m</sub> / 2,5	σ <sub>R</sub> / 3,5	σ <sub>R</sub> / 4
Aluminum Alloy	R <sub>p1</sub> / 1,5	R <sub>p1</sub> / 1,6	R <sub>p1</sub> / 1,05	R <sub>p1</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Nickel alloy	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,6	R <sub>p0.2</sub> / 1,05	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Titanium and Zirconium	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,6	R <sub>p0.2</sub> / 1,05	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 1,6
Cast Iron	R <sub>p0.2</sub> / 2	R <sub>p0.2</sub> / 2	R <sub>p0.2</sub> / 1,4	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	σ <sub>R</sub> / 2	σ <sub>R</sub> / 2
Bolting	Standard	Neckdown	Standard	Neckdown	Standard	Neckdown
Carbon steel	R <sub>p0.2</sub> / 1,8	R <sub>p0.2</sub> / 1,5	R <sub>p0.2</sub> / 1,3	R <sub>p0.2</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,8	σ <sub>R</sub> / 1,5
Stainless steel	R <sub>p1</sub> / 1,8	R <sub>p1</sub> / 1,5	R <sub>p1</sub> / 1,3	R <sub>p1</sub> / 1,1	σ <sub>R</sub> / 1,8	σ <sub>R</sub> / 1,5



<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

## Test Pressure

AD HP 30

$p_p = F_p \cdot p$	$F_p = \max [ 1,43 ; 1,25 (K_{20} / K_{\theta})_{\min} ]$
$p$ = Design Pressure	
$K_{20}$ = design strength value at test temperature	
$K_{\theta}$ = design strength value at design temperature	

For each component	$p$ (MPa)		$K_{20}$ (MPa)	$K_{\theta}$ (MPa)	$S_e$ (mm)	$c$ (mm)	$p_p$ (MPa)
<i>Kloepper Type Head (01)</i> 30.10	0,6		260	178,2	4	0,4	1,0943
<i>Shell (02)</i> 31.05	0,6		260	178,2	4	0,4	1,0943
<i>Cone (03)</i> 30.24	0,6		260	178,2	4	0,4	1,0943
<i>Shell (04)</i> 31.06	0,6		260	178,2	4	0	1,0943
<i>Shell (10)</i> 25.06	1,2		260	167	4	0	2,3353
<i>Kloepper Type Head (11)</i> 25.12	1,2		260	167	4	0,4	2,3353

	Shell (comp. 1)	Tube (comp. 2)	/
Test Pressure at the Top $P_e$ :	1,0943 MPa	2,3353 MPa	/

Use PED : $P_t = \max [ 1,43 P_s ; 1,25 P_s (f_a / f_t)_{\min} ]$
$P_s$ = maximum allowable pressure
$P$ = Design Pressure
$f_a$ = allowable stress at room temperature, normal condition
$f_t$ = allowable stress at design temperature

For each component	$P$ (MPa)		$f_a$ (MPa)	$f_t$ (MPa)	$e$ (mm)	$c$ (mm)	$P_t$ (MPa)
<i>Kloepper Type Head (01)</i> 30.10	0,6		260	178,2	4	0,4	1,0943
<i>Shell (02)</i> 31.05	0,6		260	178,2	4	0,4	1,0943
<i>Cone (03)</i> 30.24	0,6		260	178,2	4	0,4	1,0943
<i>Shell (04)</i> 31.06	0,6		260	178,2	4	0	1,0943
<i>Shell (10)</i> 25.06	1,2		260	167	4	0	2,3353
<i>Kloepper Type Head (11)</i> 25.12	1,2		260	167	4	0,4	2,3353

	Shell (comp. 1)	Tube (comp. 2)	/
maximum allowable pressure :	0,6 MPa	1,2 MPa	/
Test Pressure at the Top :	1,0943 MPa	2,3353 MPa	/

AD HP 30 4.10 : for vertical vessel: $p_p' = p_p + \Delta p_p$	
AD HP 30 4.10.1 : Test in vertical position, pressure measured at the top of the vessel in vertical position $\Delta p_p = 0.1 ( \gamma_F H_F - \gamma_P H ) \geq 0$	
AD HP 30 4.10.2 : Test in horizontal position before a test in vertical position, pressure measured at the top of the vessel in horizontal position : $\Delta p_p = 0$	
AD HP 30 4.10.3 : Test in horizontal position alone, pressure measured at the top of the vessel in horizontal position $\Delta p_p = \max [ 0.1 \gamma_P H; 0.1 \gamma_F H_F ]$	
$H_F$ = liquid level in operation	$H$ = liquid level in test
$\gamma_F$ = Specific gravity of the liquid in operation	$\gamma_P$ = Specific gravity of the liquid in test

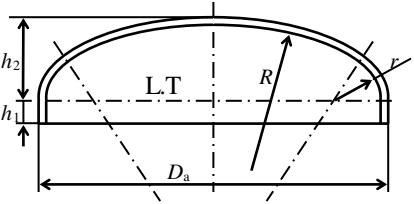
	Shell (comp. 1)	Tube (comp. 2)	/
Design Pressure $p$ :	0,6 MPa	1,2 MPa	/
Test Pressure at the Top $p_p$ :	1,1 MPa	2,34 MPa	/
$\Delta p_p$ AD HP 30 4.10.1	/	/	/
$\Delta p_p$ AD HP 30 4.10.3	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Element(s) of geometry in internal pressure

#### Kloepper Type Head (30.10) Internal pressure.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B3

	$s_e$ = nominal thickness $K/S$ = Allowable stress $s$ = minimum required thickness $p$ = internal pressure $R$ = equivalent inside radius $r$ = inside knuckle radius $h_2$ = outside height = 155,5 mm $h_1$ = Knuckle Length = 14 mm Straight flange = 50,00 mm $s_{n,min} = s/Tol\%$ shall be $\leq s_e$	$\nu$ = Joint efficiency $T$ = Temperature $\sigma$ = circular stress $p_{max}$ = Max. allowable pressure $p_h$ = Hydrostatic pressure $D_a$ = External Diameter = 792 mm $c_1 + c_2$ = corrosion + tolerance $Tol\%$ = tolerance for pipes $d_i$ (nozzle : /)
---	---	--

X2CrNiMo17-12-2	Plate	Stainless Steel	Schedule : /	NPS : /
$s_e = 4,000$ mm		$Tol\% = /$	PWHT : No	Radiography : Full
Seamless	Cor. = 0 mm	Tol. = 0,4 mm		

	$p$ (MPa)	$p_h$ (MPa)	$T$ (°C)	$K/S$ (MPa)	$\nu$	$r$ (mm)	$R$ (mm)
Operation $N$	0,6	0	160	118,8	1	79,200	792,000
Horizontal test $X$	1,1078	0,0078	20	247,62	1	79,200	792,000

opening factor : $d_i/D_a$	design factor : $\beta$ (AD B3 fig 8 $((s_e - c_1 - c_2)/D_a))$
Knuckle thickness : $s_1 = \frac{D_a p \beta}{4 K/S \nu} + c_1 + c_2$	Head thickness : $s_2 = \frac{(R + s_e) p}{2 K/S \nu + p} + c_1 + c_2$
Cyl. Part thickness : $s_3 = \frac{D_a p}{2 K/S \nu + p} + c_1 + c_2$	$s = \max(s_1, s_2, s_3)$

	$d_i$ (mm)	$d_i/D_a$	$(s_e - c_1 - c_2)/D_a$	$\beta$	$s_1$ (mm)	$s_2$ (mm)	$s_3$ (mm)
Operation $N$	0,000	0,00	$4,55 \times 10^{-3}$	3,3711	3,771	2,408	2,395
Horizontal test $X$	0,000	0,00	$4,55 \times 10^{-3}$	3,3711	3,386	2,179	2,168

	$s$ (mm)	$\sigma$ (MPa)	$p_{max}$ (MPa)	$s_{n,min}$ (mm)
Operation $N$	3,771	111,25	0,64	3,771
Horizontal test $X$	3,386	205,39	1,34	3,386

$K/S$  shall be  $\geq \sigma$

MAWP (160 °C, Corroded) = 0,64 MPa	MAWP (20 °C, new) = 0,93 MPa
------------------------------------	------------------------------

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Conical shell (30.24) internal pressure.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B2

$s_n$ = nominal thickness = <b>4,00 mm</b>	$r$ = Knuckle radius at large end = 0,00 mm	$p$ = internal pressure
$\varphi$ = Half angle = 30 °	Flare radius at small end = 0,00 mm	$K/S$ = Nominal stress
$T$ = Temperature	$D_{a1}$ = Large end diameter = 792,00 mm	$v$ = Joint efficiency
Cone height = 687,62 mm	Small end diameter = 395,00 mm	$c_1+c_2$ = corrosion + tolerance
X2CrNiMo17-12-2 Plate		PWHT : No Radiography : 10%

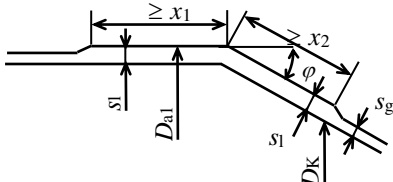
Scope of application.

$-70^\circ \leq \varphi \leq 70^\circ$	$0.001 \leq s-c_1-c_2 / D_{a1} \leq 0.1$	$0.01 \leq r / D_{a1} \leq 0.15$
--	--	----------------------------------

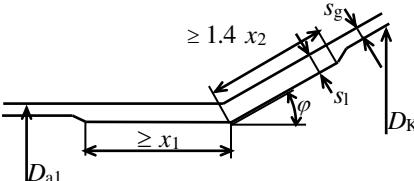
#### 8.1.2 Required thickness of cone.

$s_g = D_K p / (2 K/S v - p) (1 / \cos \varphi) + c_1 + c_2$		$D_K = D_{a1} - 2(s_1 + r(1 - \cos \varphi) + x_2 \sin \varphi)$						
		$p$ (MPa)	$T$ (°C)	$K/S$ (MPa)	$c_1+c_2$ (mm)	$v$	$D_K$ (mm)	$s_g$ (mm)
Large end	Operation	0,6	160	118,8	0,40+0,00	0,85	752,09	2,99
	Horizontal test	1,1078	20	247,62	0,40+0,00	0,85	754,09	2,70
Small end	Operation	0,6	160	118,8	0,40+0,00	0,85	429,60	1,88
	Horizontal test	1,1078	20	247,62	0,40+0,00	0,85	428,58	1,71
MAWP (160 °C, Corroded) = 0,62 MPa				MAWP (20 °C, new) = 0,9 MPa				

#### 8.1.1 large end junction without knuckle.

		$s_1 : ( \text{AD B2 Fig. 3.1} \Rightarrow 3.7 )$ $x_1 = \sqrt{D_{a1}(s_1 - c_1 - c_2)}$ $x_2 = 0.7 \sqrt{D_{a1}(s_1 - c_1 - c_2) / \cos \varphi}$ $x_3 = 0.5x_1$				
		$s_1$ (mm)	$D_{a1}$ (mm)	$x_1$ (mm)	$x_2$ (mm)	$x_3$ (mm)
Operation	N	3,94	800,00	53,22	40,03	26,61
Horizontal test	X	3,68	800,00	51,24	38,54	25,62

#### 8.1.1 Small end junction.

		$s_1 : ( \text{AD B2 Fig. 3.8} )$ $x_1 = \sqrt{D_{a1}(s_1 - c_1 - c_2)}$ $x_2 = 0.7\sqrt{D_{a1}(s_1 - c_1 - c_2)}/\cos\varphi$ $x_3 = 0.5x_1$				
		$s_1$ (mm)	$D_{a1}$ (mm)	$x_1$ (mm)	$x_2$ (mm)	$x_3$ (mm)
Operation	N	2,69	403,00	30,36	22,84	15,18
Horizontal test	X	2,49	403,00	29,02	21,83	14,51

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Kloepper Type Head (25.12) Internal pressure.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B3

	$s_e$ = nominal thickness $K/S$ = Allowable stress $s$ = minimum required thickness $p$ = internal pressure $R$ = equivalent inside radius $r$ = inside knuckle radius $h_2$ = outside height = 80,137 mm $h_1$ = Knuckle Length = 14 mm Straight flange = 50,00 mm $s_{n,min} = s/Tol\%$ shall be $\leq s_e$	$v$ = Joint efficiency $T$ = Temperature $\sigma$ = circular stress $p_{max}$ = Max. allowable pressure $p_h$ = Hydrostatic pressure $D_a$ = External Diameter = 403 mm $c_1 + c_2$ = corrosion + tolerance $Tol\%$ = tolerance for pipes $d_i$ (nozzle : /)
--	--	--

X2CrNiMo17-12-2	Plate	Stainless Steel	Schedule : /	NPS : /
$s_e = 4,000$ mm		$Tol\% = /$	PWHT : No	Radiography : Full
Seamless	Cor. = 0 mm	Tol. = 0,4 mm		

		$p$ (MPa)	$p_h$ (MPa)	$T$ (°C)	$K/S$ (MPa)	$v$	$r$ (mm)	$R$ (mm)
Operation	N	1,2	0	200	111,33	1	40,300	403,000
Horizontal test	X	2,3439	0,0039	20	247,62	1	40,300	403,000

opening factor : $d_i/D_a$	design factor : $\beta$ (AD B3 fig 8 $((s_e - c_1 - c_2)/D_a))$
Knuckle thickness : $s_1 = \frac{D_a p \beta}{4 K/S v} + c_1 + c_2$	Head thickness : $s_2 = \frac{(R + s_e) p}{2 K/S v + p} + c_1 + c_2$
Cyl. Part thickness : $s_3 = \frac{D_a p}{2 K/S v + p} + c_1 + c_2$	$s = \max(s_1, s_2, s_3)$

		$d_i$ (mm)	$d_i/D_a$	$(s_e - c_1 - c_2)/D_a$	$\beta$	$s_1$ (mm)	$s_2$ (mm)	$s_3$ (mm)
Operation	N	0,000	0,00	$8,93 \times 10^{-3}$	2,8519	3,497	2,588	2,560
Horizontal test	X	0,000	0,00	$8,93 \times 10^{-3}$	2,8519	3,120	2,322	2,298

		$s$ (mm)	$\sigma$ (MPa)	$p_{max}$ (MPa)	$s_{n,min}$ (mm)
Operation	N	3,497	95,78	1,39	3,497
Horizontal test	X	3,120	187,07	3,1	3,120

$K/S$  shall be  $\geq \sigma$

MAWP (200 °C, Corroded) = 1,39 MPa	MAWP (20 °C, new) = 2,17 MPa
------------------------------------	------------------------------

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Cylindrical shell under internal pressure.

AD-Merkblatt B1 et B 10

$p$ = internal pressure	$K/S$ = Nominal stress	$T$ = temperature in operation
$D_a$ = External Diameter	$D_i$ = Internal Diameter	$v$ = Joint efficiency
$s_e$ = nominal thickness	$c$ = corrosion + tolerance	$tol$ = tolerance for pipes
$\sigma$ = circular stress	$\sigma_a$ = stress on the outer surface	$\sigma_i$ = stress on the inner surface
$s$ = required wall thickness including allowances	$s_e$ shall be $\geq s$	$s = (e + c) / tol$
$e$ = minimum required thickness to withstand to pressure	$K/S$ shall be $\geq \sigma$	$e_u = (s_e \times tol) - c$

If $D_a/D_i \leq 1,2$ or If Pipe (with $D_a \leq 200\text{mm}$ ) And $D_a/D_i \leq 1,7$	$e = D_a.p / (2K/S.v + p)$	$\sigma = (D_a.p / e_u - p) / (2 v)$
If $D_a/D_i \leq 1,5$	$e = D_a.p / (2,3K/S - p)$	$\sigma_i = p (D_a + e_u) / (2,3 e_u)$ $\sigma_a = p (D_a - 3.e_u) / (2,3 e_u)$ $\sigma = \max(\sigma_i, \sigma_a)$

### Shell (02) : 31.05 (Barrel)

X2CrNiMo17-12-2				Plate				Stainless Steel			Schedule : /		NPS : /	
Se = 4,000 mm		Di = 792,00 mm		Tol% = /		PWHT : No Radiography : Spot								
		Da = 800,00 mm		Cor. = 0 mm		Tol. = 0,4 mm		TEMA RCB-3.13 = 0 mm						
	p (MPa)	ph (MPa)	T (°C)	K/S (MPa)	v	eu (mm)	σ (MPa)	pa (MPa)	e (mm)	S (mm)				
Operation	N	0,6	0	160	118,8	0,85	3,600	78,08	0,91	2,370	2,770			
Horizontal test	X	1,1078	0,0078	20	247,62	0,85	3,600	144,15	1,9	2,100	2,500			
MAWP (to 160 °C, corroded) = 0,91 MPa						PMA (to 20 °C, new) = 1,33 MPa								

### Shell (04) : 31.06 (Barrel)

X2CrNiMo17-12-2				Plate				Stainless Steel			Schedule : /		NPS : /	
Se = 4,000 mm		Di = 395,00 mm		Tol% = /		PWHT : No Radiography : Spot								
		Da = 403,00 mm		Cor. = 0 mm		Tol. = 0 mm		TEMA RCB-3.13 = 0 mm						
	p (MPa)	ph (MPa)	T (°C)	K/S (MPa)	v	eu (mm)	σ (MPa)	pa (MPa)	e (mm)	S (mm)				
Operation	N	0,6	0	160	118,8	0,85	4,000	35,21	2,02	1,194	1,194			
Horizontal test	X	1,1078	0,0078	20	247,62	0,85	4,000	65	4,22	1,058	1,058			
MAWP (to 160 °C, corroded) = 2,02 MPa						PMA (to 20 °C, new) = 2,95 MPa								

### Shell (10) : 25.06 (Barrel)

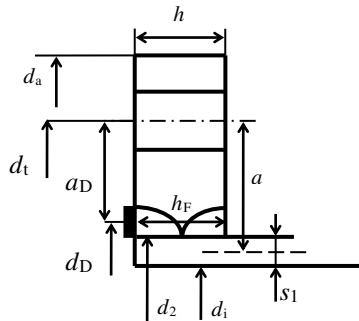
X2CrNiMo17-12-2				Plate				Stainless Steel				Schedule : /		NPS : /	
Se = 4,000 mm		Di = 395,00 mm		Tol% = /		PWHT : No Radiography : Spot									
		Da = 403,00 mm		Cor. = 0 mm		Tol. = 0 mm		TEMA RCB-3.13 = 0 mm							
	p (MPa)	ph (MPa)	T (°C)	K/S (MPa)	v	eu (mm)	σ (MPa)	pa (MPa)	e (mm)	S (mm)					
Operation	N	1,2	0	200	111,33	0,85	4,000	70,41	1,9	2,539	2,539				
Horizontal test	X	2,3439	0,0039	20	247,62	0,85	4,000	137,53	4,22	2,231	2,231				
MAWP (to 200 °C, corroded) = 1,9 MPa						PMA (to 20 °C, new) = 2,95 MPa									

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Body flange(s) and cover(s)

### Body Flange and Cover 25.01 in operation.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B8



slip-on (loose)		
Design Pressure	$p = 1,2 \text{ MPa}$	Corrosion : 0 mm
Design Temperature	$T = 200 \text{ °C}$	Tolerance : 0 mm
Flange	$K/S = 111,33 \text{ MPa}$	$K_{20}/S' = 214,29 \text{ MPa}$
Material :	$E = 185.000 \text{ MPa}$	$E_{20} = 200.000 \text{ MPa}$
X2CrNiMo 17-12-2	$d_2 = 393 \text{ mm}$	$d_a = 512 \text{ mm}$
	$h = 32 \text{ mm}$	
	$s_F = /$	$h_1 = /$
	$d_4 = /$	
	Flat face	

Bolt	Material : A2-70 $d_t = 470 \text{ mm}$	$K_B/S_B = 200 \text{ MPa}$ $d_L = 18 \text{ mm}$	$K_{B20}/S_B' = 346 \text{ MPa}$ $d = 16 \text{ mm}$	$n = 20$ $d_K = 14,13 \text{ mm}$ $S_D = 1,2$	$\varphi = 1$
Shell	$K_V/S_V = 111,33 \text{ MPa}$	$K_{V20}/S_V' = 173,33 \text{ MPa}$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$	
Gasket	$d_D = 425 \text{ mm}$ $b_{D20} = 10 \text{ mm}$ $K_{D20} = /$	$b = 10 \text{ mm}$ $b_D = 10 \text{ mm}$ $K_D = /$	$h_D = 3 \text{ mm}$ $k_0 = /$ $k_0 K_D = 120 \text{ N/mm}$	$d_{Dext} = 435 \text{ mm}$ $k_1 = 8 \text{ mm}$ $X = /$	

Corroded dimensions	$h_F = 32 \text{ mm}$	$h_A = /$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$	$s_F = /$
---------------------	-----------------------	-----------	------------------------	----------------------	-----------

$F_{RB} = p\pi d_i^2/4 = 14.556,5 \text{ daN}$	$F_{FB} = p\pi(d_D^2 - d_i^2)/4 = 2.467 \text{ daN}$
$F_{DB} = p\pi d_D S_D k_1 = 1.538,1 \text{ daN}$	$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 18.561,6 \text{ daN}$
$F_{D9} = \pi d_D k_0 K_{D9} = /$	$F_{DV} = \pi d_D k_0 K_D = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{DV} > F_{SB} : F_{DV}^* = 0,2 F_{DV} + 0,8 \sqrt{F_{DV} F_{SB}} = /$	$F_{DV} \leq F_{SB} : F_{DV}^* = F_{DV} = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{SBX} = (F_{SB})_{\max} = 18.561,6 \text{ daN}$	$F_{DVX} = (F_{DV}^*)_{\max} = 16.022,1 \text{ daN}$

<b>Bolting</b>		
Actual bolt cross-section :	$S_B = n\pi d_K^2/4 = 3.134 \text{ mm}^2$	$Z = \sqrt{4S/\pi\varphi}$
Required area : $S_{BN} = F_{SB}/((K_B/S_B)\varphi) = 928,08 \text{ mm}^2$	$D_{req} = \sqrt{4S_{BN}/\pi n\varphi} = 7,69 \text{ mm}$	
$c_5 = 3 \text{ mm}$ ( $Z(F_{SB}/(Kn))^{0,5} \leq 20$ )		
$S_{BN} = n\pi(D_{req} + c_5)^2/4 = 1.793,9 \text{ mm}^2$	$S_{BNE} = F_{DV}/((K_{B20}/S_{B20})\varphi) = 463,07 \text{ mm}^2$	
$B_{SR} = \pi d_i/n = 73,83 \text{ mm}$	$B_{SX} = 5d_L = 90 \text{ mm}$	$B_{Smin} = 45 \text{ mm}$
$F_{SO} = F_{DVX} = 16.022,1 \text{ daN}$		
Bolt load : $F_{SO}/n = 801,1 \text{ daN}$		
Real bolt stresses :	$F_{SBX}/S_B = 59,2 \text{ MPa}$	$F_{SO}/S_B = 51,1 \text{ MPa}$

<b>Design parameters</b>		
$v = 0,61$	$d'_L = vd_L = 10,93 \text{ mm}$	$b = d_a - d_i - 2d'_L = 97,15 \text{ mm}$
$s_1 = \min(s_1, h_F/2) = 4 \text{ mm}$	$Z = (d_i + s_1)s_1^2 = 6.384 \text{ mm}^3$	
$a = (d_t - d_i - s_1)/2 = 35,5 \text{ mm}$	$a_D = (d_t - d_D)/2 = 22,5 \text{ mm}$	

Design for bolting-up condition	$K/S = K_{20}/S'$	$F = F_{DV}$
$W = \frac{FS}{K} a_D = 16.823,21 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1,42W - Z}{b}} = 13,42 \text{ mm}$	DIN 2505 (17) $\Rightarrow W_{2505} = /$
DIN 2505 9.2 Flange deflection in the bolt circle $\Delta_F = 0,1 \text{ mm}$		$\tan^{-1}(\Delta_F/a_D) = 0,26 \text{ °}$

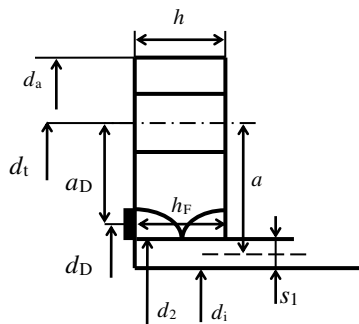
Design for service condition	$K/S = K/S$	$F = F_{SB}$
$W = \frac{FS}{K} a = 59.186,21 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1,42W - Z}{b}} = 28,27 \text{ mm}$	DIN 2505 (17) $\Rightarrow W_{2505} = /$
DIN 2505 9.2 Flange deflection in the bolt circle $\Delta_F = 0,32 \text{ mm}$		$\tan^{-1}(\Delta_F/a_D) = 0,82 \text{ °}$

$h_{Fmin} = (h_F)_{\max} + tol = 28,27 \text{ mm}$
--

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Body Flange and Cover 30.03 in operation.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B8



slip-on (loose)

Design Pressure	$p = 0,6 \text{ MPa}$	Corrosion : 0 mm
Design Temperature	$T = 160 \text{ °C}$	Tolerance : 0 mm
Flange Material : X2CrNiMo17-12-2	$K/S = 118,8 \text{ MPa}$ $E = 188.200 \text{ MPa}$	$K_{20}/S' = 214,29 \text{ MPa}$ $E_{20} = 200.000 \text{ MPa}$
	$d_2 = 393 \text{ mm}$ $h = 32 \text{ mm}$ $s_F = /$ $d_4 = /$ Flat face	$d_a = 512 \text{ mm}$ $h_1 = /$

Bolt	Material : A2-70 $d_t = 470 \text{ mm}$	$K_B/S_B = 200 \text{ MPa}$ $d_L = 18 \text{ mm}$	$K_{B20}/S_{B'} = 346 \text{ MPa}$ $d = 16 \text{ mm}$	$n = 20$ $d_K = 14,13 \text{ mm}$ $S_D = 1,2$
Shell	$K_V/S_V = 118,8 \text{ MPa}$	$K_{V20}/S_{V'} = 173,33 \text{ MPa}$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$
Gasket	$d_D = 425 \text{ mm}$ $b_{D20} = 10 \text{ mm}$ $K_{D20} = /$	$b = 10 \text{ mm}$ $b_D = 10 \text{ mm}$ $K_D = /$	$h_D = 3 \text{ mm}$ $k_0 = /$ $k_0 K_D = 120 \text{ N/mm}$	$d_{Dext} = 435 \text{ mm}$ $k_1 = 8 \text{ mm}$ $X = /$

Corroded dimensions	$h_F = 32 \text{ mm}$	$h_A = /$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$	$s_F = /$
---------------------	-----------------------	-----------	------------------------	----------------------	-----------

$F_{RB} = p\pi d_i^2 / 4 = 7.278,2 \text{ daN}$	$F_{FB} = p\pi(d_D^2 - d_i^2) / 4 = 1.233,5 \text{ daN}$
$F_{DB} = p\pi d_D s_D k_1 = 769,1 \text{ daN}$	$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 9.280,8 \text{ daN}$
$F_{D9} = \pi d_D k_0 K_{D9} = /$	$F_{DV} = \pi d_D k_0 K_D = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{DV} > F_{SB} : F_{DV}^* = 0,2 F_{DV} + 0,8 \sqrt{F_{DV} F_{SB}} = 12.959,8 \text{ daN}$	$F_{DV} \leq F_{SB} : F_{DV}^* = F_{DV} = /$
$F_{SBX} = (F_{SB})_{\max} = 18.561,6 \text{ daN}$	$F_{DVX} = (F_{DV}^*)_{\max} = 16.022,1 \text{ daN}$

<b>Bolting</b>		
Actual bolt cross-section :	$S_B = n\pi d_K^2 / 4 = 3.134 \text{ mm}^2$	$Z = \sqrt{4S / \pi\phi}$
Required area : $S_{BN} = F_{SB} / ((K_B / S_B)\phi) = 464,04 \text{ mm}^2$	$D_{req} = \sqrt{4S_{BN} / \pi n\phi} = 5,44 \text{ mm}$	
$c_5 = 3 \text{ mm}$ ( $Z(F_{SB}/(Kn))^{0,5} \leq 20$ )		
$S_{BN} = n\pi(D_{req} + c_5)^2 / 4 = 1.117,67 \text{ mm}^2$	$S_{BNE} = F_{DV} / ((K_{B20} / S_{B20})\phi) = 374,56 \text{ mm}^2$	
$B_{SR} = \pi d_i / n = 73,83 \text{ mm}$	$B_{SX} = 5d_L = 90 \text{ mm}$	$B_{Smin} = 45 \text{ mm}$
$F_{SO} = F_{DVX} = 16.022,1 \text{ daN}$		
Bolt load : $F_{SO}/n = 801,1 \text{ daN}$		
Real bolt stresses :	$F_{SBX}/S_B = 59,2 \text{ MPa}$	$F_{SO}/S_B = 51,1 \text{ MPa}$

<b>Design parameters</b>		
$v = 0,61$	$d'_L = vd_L = 10,93 \text{ mm}$	$b = d_a - d_i - 2d'_L = 97,15 \text{ mm}$
$s_1 = \min(s_1, h_F/2) = 4 \text{ mm}$		$Z = (d_i + s_1)s_1^2 = 6.384 \text{ mm}^3$
$a = (d_t - d_i - s_1)/2 = 35,5 \text{ mm}$		$a_D = (d_t - d_D)/2 = 22,5 \text{ mm}$

Design for bolting-up condition	$K/S = K_{20}/S'$	$F = F_{DV}$
$W = \frac{FS}{K} a_D = 16.823,21 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1,42W - Z}{b}} = 13,42 \text{ mm}$	DIN 2505 (17) $\Rightarrow W_{2505} = /$
DIN 2505 9.2 Flange deflection in the bolt circle $\Delta_F = 0,1 \text{ mm}$		$\tan^{-1}(\Delta_F/a_D) = 0,26 \text{ °}$

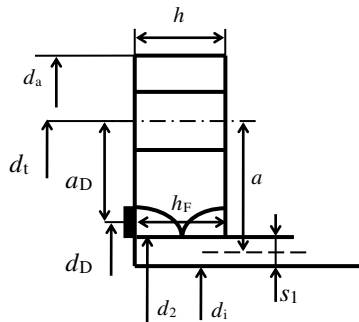
Design for service condition	$K/S = K/S$	$F = F_{SB}$
$W = \frac{FS}{K} a = 55.466,14 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1,42W - Z}{b}} = 27,3 \text{ mm}$	DIN 2505 (17) $\Rightarrow W_{2505} = /$
DIN 2505 9.2 Flange deflection in the bolt circle $\Delta_F = 0,32 \text{ mm}$		$\tan^{-1}(\Delta_F/a_D) = 0,81 \text{ °}$

$h_{Fmin} = (h_F)_{\max} + tol = 27,3 \text{ mm}$
---

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Body Flange and Cover 25.01 in test.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B8



slip-on (loose)		
Design Pressure	$p = 2,34 \text{ MPa}$	Corrosion : 0 mm
Design Temperature	$T = 20 \text{ °C}$	Tolerance : 0 mm
Flange Material :	$K/S = 214,29 \text{ MPa}$ $E = 200.000 \text{ MPa}$ X2CrNiMo17-12-2	$K_{20}/S' = 214,29 \text{ MPa}$ $E_{20} = 200.000 \text{ MPa}$
	$d_2 = 393 \text{ mm}$ $h = 32 \text{ mm}$ $s_F = /$ $d_4 = /$ Flat face	$d_a = 512 \text{ mm}$ $h_1 = /$

Bolt	Material : A2-70 $d_t = 470 \text{ mm}$	$K_B/S_B = 346 \text{ MPa}$ $d_L = 18 \text{ mm}$	$K_{B20}/S_B' = 346 \text{ MPa}$ $d = 16 \text{ mm}$	$n = 20$ $d_K = 14,13 \text{ mm}$ $S_D = 1,2$
Shell	$K_V/S_V = 247,62 \text{ MPa}$	$K_{V20}/S_V' = 173,33 \text{ MPa}$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$
Gasket	$d_D = 425 \text{ mm}$ $b_{D20} = 10 \text{ mm}$ $K_{D20} = /$	$b = 10 \text{ mm}$ $b_D = 10 \text{ mm}$ $K_D = /$	$h_D = 3 \text{ mm}$ $k_0 = /$ $k_0 K_D = 120 \text{ N/mm}$	$d_{Dext} = 435 \text{ mm}$ $k_1 = 8 \text{ mm}$ $X = /$

Corroded dimensions	$h_F = 32 \text{ mm}$	$h_A = /$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$	$s_F = /$
---------------------	-----------------------	-----------	------------------------	----------------------	-----------

$F_{RB} = p\pi d_i^2/4 = 28.432,1 \text{ daN}$	$F_{FB} = p\pi(d_D^2 - d_i^2)/4 = 4.818,7 \text{ daN}$
$F_{DB} = p\pi d_D S_D k_1 = 3.004,3 \text{ daN}$	$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 36.255,1 \text{ daN}$
$F_{D9} = \pi d_D k_0 K_{D9} = /$	$F_{DV} = \pi d_D k_0 K_D = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{DV} > F_{SB} : F_{DV}^* = 0.2 F_{DV} + 0.8 \sqrt{F_{DV} F_{SB}} = /$	$F_{DV} \leq F_{SB} : F_{DV}^* = F_{DV} = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{SBX} = (F_{SB})_{\max} = 36.255,1 \text{ daN}$	

Actual bolt cross-section : $S_B = n\pi d_K^2/4 = 3.134 \text{ mm}^2$		
Required area : $S_{BN} = F_{SB}/(K_{B20}/K_{B20}\phi) = 1.047,83 \text{ mm}^2$		
$B_{SR} = \pi d_t/n = 73,83 \text{ mm}$	$B_{SX} = 5d_L = 90 \text{ mm}$	$B_{Smin} = 45 \text{ mm}$

Real bolt stresses :	$F_{SBX}/S_B = 115,7 \text{ MPa}$
----------------------	-----------------------------------

Design parameters		
$v = 0,61$	$d'_L = v d_L = 10,93 \text{ mm}$	$b = d_a - d_i - 2 d'_L = 97,15 \text{ mm}$
$s_1 = \min(s_1, h_F/2) = 4 \text{ mm}$	$Z = (d_i + s_1)s_1^2 = 6.384 \text{ mm}^3$	
$a = (d_t - d_i - s_1)/2 = 35,5 \text{ mm}$	$a_D = (d_t - d_D)/2 = /$	

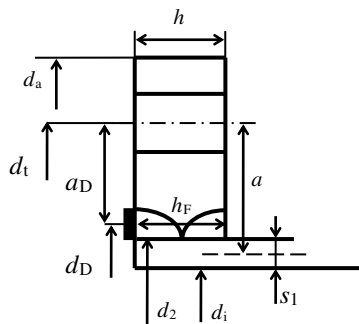
Design for service condition	$K/S = K/S$	$F = F_{SB}$
$W = \frac{FS}{K} a = 60.062,52 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1.42W - Z}{b}} = 28,5 \text{ mm}$	DIN 2505 (17) $\Rightarrow W_{2505} = /$
DIN 2505 9.2 Flange deflection in the bolt circle $\Delta F = 0,58 \text{ mm}$	$\tan^{-1}(\Delta F/a_D) = 1,48 \text{ °}$	



<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Body Flange and Cover 30.03 in test.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B8



slip-on (loose)		
Design Pressure	$p = 1,11 \text{ MPa}$	Corrosion : 0 mm
Design Temperature	$T = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Tolerance : 0 mm
Flange Material : X2CrNiMo17-12-2	$K/S = 214,29 \text{ MPa}$ $E = 200.000 \text{ MPa}$	$K_{20}/S' = 214,29 \text{ MPa}$ $E_{20} = 200.000 \text{ MPa}$
	$d_2 = 393 \text{ mm}$ $h = 32 \text{ mm}$ $s_F = /$ $d_4 = /$ Flat face	$d_a = 512 \text{ mm}$ $h_1 = /$

Bolt	Material : A2-70 $d_t = 470 \text{ mm}$	$K_B/S_B = 346 \text{ MPa}$ $d_L = 18 \text{ mm}$	$K_{B20}/S_B' = 346 \text{ MPa}$ $d = 16 \text{ mm}$	$n = 20$ $d_K = 14,13 \text{ mm}$ $S_D = 1,2$
Shell	$K_V/S_V = 247,62 \text{ MPa}$	$K_{V20}/S_V' = 173,33 \text{ MPa}$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$
Gasket	$d_D = 425 \text{ mm}$ $b_{D20} = 10 \text{ mm}$ $K_{D20} = /$	$b = 10 \text{ mm}$ $b_D = 10 \text{ mm}$ $K_D = /$	$h_D = 3 \text{ mm}$ $k_0 = /$ $k_0 K_D = 120 \text{ N/mm}$	$d_{Dext} = 435 \text{ mm}$ $k_1 = 8 \text{ mm}$ $X = /$

Corroded dimensions	$h_F = 32 \text{ mm}$	$h_A = /$	$d_i = 395 \text{ mm}$	$s_1 = 4 \text{ mm}$	$s_F = /$
---------------------	-----------------------	-----------	------------------------	----------------------	-----------

$F_{RB} = p\pi d_i^2/4 = 13.437,7 \text{ daN}$	$F_{FB} = p\pi(d_D^2 - d_i^2)/4 = 2.277,4 \text{ daN}$
$F_{DB} = p\pi d_D S_D k_1 = 1.419,9 \text{ daN}$	$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 17.135 \text{ daN}$
$F_{D9} = \pi d_D k_0 K_{D9} = /$	$F_{DV} = \pi d_D k_0 K_D = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{DV} > F_{SB} : F_{DV}^* = 0.2 F_{DV} + 0.8 \sqrt{F_{DV} F_{SB}} = /$	$F_{DV} \leq F_{SB} : F_{DV}^* = F_{DV} = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{SBX} = (F_{SB})_{\max} = 36.255,1 \text{ daN}$	

Actual bolt cross-section : $S_B = n\pi d_K^2/4 = 3.134 \text{ mm}^2$		
Required area : $S_{BN} = F_{SB}/(K_{B20}/K_{B20\phi}) = 495,23 \text{ mm}^2$		
$B_{SR} = \pi d_t/n = 73.83 \text{ mm}$	$B_{SX} = 5d_L = 90 \text{ mm}$	$B_{Smin} = 45 \text{ mm}$

Real bolt stresses :	$F_{SBX}/S_B = 115,7 \text{ MPa}$
----------------------	-----------------------------------

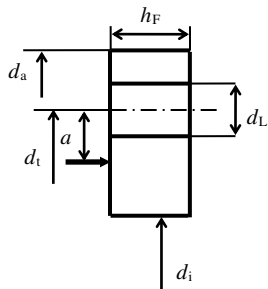
Design parameters		
$v = 0,61$	$d'_L = v d_L = 10,93 \text{ mm}$	$b = d_a - d_i - 2 d'_L = 97,15 \text{ mm}$
$s_1 = \min(s_1, h_F/2) = 4 \text{ mm}$	$Z = (d_i + s_1)s_1^2 = 6.384 \text{ mm}^3$	
$a = (d_t - d_i - s_1)/2 = 35,5 \text{ mm}$	$a_D = (d_t - d_D)/2 = /$	

Design for service condition	$K/S = K/S$	$F = F_{SB}$
$W = \frac{FS}{K} a = 60.062,52 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1.42W - Z}{b}} = 28,5 \text{ mm}$	DIN 2505 (17) $\Rightarrow W_{2505} = /$
DIN 2505 9.2 Flange deflection in the bolt circle $\Delta_F = 0,58 \text{ mm}$	$\tan^{-1}(\Delta_F/a_D) = 1,48 \text{ }^{\circ}$	

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Body Flange and Cover 3903 in test.

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B8



Backing Flange		
Design Pressure	$p = 2,34 \text{ MPa}$	Corrosion : 0 mm
Design Temperature	$T = 20 \text{ °C}$	Tolerance : 0 mm
Flange Material :	$K/S = 214,29 \text{ MPa}$ $E = 200.000 \text{ MPa}$ X2CrNiMo17-12-2	$K_{20}/S' = 214,29 \text{ MPa}$ $E_{20} = 200.000 \text{ MPa}$
	$d_i = 393 \text{ mm}$ $h = 32 \text{ mm}$ $s_F = /$ $d_4 = 435 \text{ mm}$ Flat face	$d_a = 512 \text{ mm}$ $h_1 = /$

Bolt	Material : A2-70 $d_t = 470 \text{ mm}$	$K_B/S_B = 346 \text{ MPa}$ $d_L = 18 \text{ mm}$	$K_{B20}/S_B' = 346 \text{ MPa}$ $d = 16 \text{ mm}$	$n = 20$ $d_K = 14,13 \text{ mm}$ $s_1 = 0 \text{ mm}$	$\varphi = 1$ $S_D = 1,2$
Shell	$K_V/S_V = 247,62 \text{ MPa}$	$K_{V20}/S_V' = 173,33 \text{ MPa}$	$d_i = 0 \text{ mm}$		
Gasket	$d_D = 425 \text{ mm}$ $b_{D20} = 10 \text{ mm}$ $K_{D20} = /$	$b = 10 \text{ mm}$ $b_D = 10 \text{ mm}$ $K_D = /$	$h_D = 3 \text{ mm}$ $k_0 = /$ $k_0 K_D = 120 \text{ N/mm}$	$d_{Dext} = 435 \text{ mm}$ $k_1 = 8 \text{ mm}$ $X = /$	

Corroded dimensions	$h_F = 32 \text{ mm}$	$h_A = /$	$d = /$	$s_1 = /$	$s_F = /$
---------------------	-----------------------	-----------	---------	-----------	-----------

$F_{RB} = p\pi d_i^2/4 = 28.432,1 \text{ daN}$	$F_{FB} = p\pi(d_D^2 - d_i^2)/4 = 4.818,7 \text{ daN}$
$F_{DB} = p\pi d_D S_D k_1 = 3.004,3 \text{ daN}$	$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 36.255,1 \text{ daN}$
$F_{D9} = \pi d_D k_0 K_{D9} = /$	$F_{DV} = \pi d_D k_0 K_D = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{DV} > F_{SB} : F_{DV}^* = 0.2 F_{DV} + 0.8 \sqrt{F_{DV} F_{SB}} = /$	$F_{DV} \leq F_{SB} : F_{DV}^* = F_{DV} = 16.022,1 \text{ daN}$
$F_{SBX} = (F_{SB})_{\max} = 36.255,1 \text{ daN}$	$F_{DVX} = (F_{DV}^*)_{\max} = 16.022,1 \text{ daN}$

Bolting		
Actual bolt cross-section :	$S_B = n\pi d_K^2/4 = 3.134 \text{ mm}^2$	$Z = \sqrt{4S/\pi\varphi}$
Required area : $S_{BN} = F_{SB}/((K_B/S_B)\varphi) = 1.047,83 \text{ mm}^2$	$D_{req} = \sqrt{4S_{BN}/\pi n\varphi} = 8,17 \text{ mm}$	
$c_5 = 3 \text{ mm}$ ( $Z(F_{SB}/(Kn))^{0.5} \leq 20$ )		
$S_{BN} = n\pi(D_{req} + c_5)^2/4 = 1.047,83 \text{ mm}^2$	$S_{BNE} = F_{DV}/((K_{B20}/S_{B20})\varphi) = 463,07 \text{ mm}^2$	
$B_{SR} = \pi d_t/n = 73,83 \text{ mm}$	$B_{SX} = 5d_L = 90 \text{ mm}$	$B_{Smin} = 45 \text{ mm}$
$F_{SO} = \text{User Defined} = 16.022,1 \text{ daN} > F_{DV}$		
Bolt load : $F_{SO}/n = 801,1 \text{ daN}$		
Real bolt stresses :	$F_{SBX}/S_B = 115,7 \text{ MPa}$	$F_{SO}/S_B = 51,1 \text{ MPa}$

Design parameters		
$v = 0,61$	$d'_L = v d_L = 10,93 \text{ mm}$	$b = d_a - d_i - 2 d'_L = 97,15 \text{ mm}$
$a = (d_t - d_4)/2 = 17,5 \text{ mm}$	$a = (d_t - d_i - s_1)/2 = /$	$a_D = (d_t - d_4)/2 = 17,5 \text{ mm}$

Design for bolting-up condition	$K/S = K_{20}/S'$	$F = F_{DV}$
$W = \frac{FS}{K} a_D = 13.084,72 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1.27W}{b}} = 13,08 \text{ mm}$	

Design for service condition	$K/S = K/S$	$F = F_{SB}$
$W = \frac{FS}{K} a = 29.608,28 \text{ mm}^3$	$h_F = \sqrt{\frac{1.27W}{b}} = 19,67 \text{ mm}$	

$p_F = 1.27 \frac{F_{SB}}{d_4^2 - d_i^2} = 13,24 \text{ MPa} \leq 225 \text{ MPa}$
--

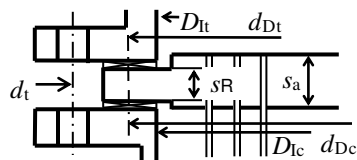
<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Tubesheet(s) and Expansion Joint

#### Tubesheet, Loading conditions 1 [corroded normal condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.

AD B5 ch 6.7.2	Plate		Tubes	Tubeside	Shellside
	Tubeside	Shellside			
Pressure	$p_i = 1,2 \text{ MPa}$	$p_u = 0,6 \text{ MPa}$			
Corrosion	$c_{2i} = 0 \text{ mm}$	$c_{2u} = 0 \text{ mm}$			
Material	X2CrNiMo17-12-2		X2CrNiMo17-12-2		
Design Temperature	200 °C	200 °C		/	/
Nominal stress	$K/S = 111,3 \text{ MPa}$ $K_{20}/S_{20} = /$		$K_t/S_t = 110 \text{ MPa}$	/	/
Modulus of elasticity	$E = 185.000 \text{ MPa}$		$E_t = 185.000 \text{ MPa}$	/	/
Nominal thicknesses	$s_a = 33 \text{ mm}$		$s_t = 1,25 \text{ mm}$	4 mm	4 mm
Diameter	$D_a = 435 \text{ mm}$		$d_a = 12,7 \text{ mm}$ $d_i = 10,21 \text{ mm}$	$D_{It} = 395 \text{ mm}$	$D_{Ic} = 395 \text{ mm}$
Tolerance	$c_1 = 0 \text{ mm}$				

Pattern Square	$n = 248$	$A_{ro} = /$	$t = 20 \text{ mm}$	$l = \sqrt{A/\pi} = /$
----------------	-----------	--------------	---------------------	------------------------



Design Diameter :	Tubeside $D_{It} = 425 \text{ mm}$	Shellside $D_{Ic} = 425 \text{ mm}$
Partition groove depth :	0 mm	5 mm
$d_t = 470 \text{ mm}$	$d_{Dc} = 425 \text{ mm}$	
Peripheral extra thicknesses : 10 mm	Central extra thicknesses xx: 5 mm	

Design parameters	
Exp. Length : $l_w^*$	$d_a^* = \max \left\{ \left\langle d_a - 2s_t \cdot \left( \frac{E_t}{E} \right) \cdot \left( \frac{K_t}{K} \right) \cdot \left( \frac{l_w^*}{s} \right) \right\rangle; \frac{d_a}{1,2} \right\}$
Ligament efficiency $v = \frac{t - d_a^*}{t}$	Tube cross-section : $A_t = \pi \frac{d_a^2 - d_i^2}{4}$

	$l_w^*$	$d_a^*$	v	$A_t$
stationary Tubesheet	12 mm	11,81 mm	0,40973	44,8 mm <sup>2</sup>

Calculation of tube loads	
Tensile load / inner tube : $F_{ti} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$	Compressive load / inner tube : $F_{ci} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$
Maximum load / tube $F_R = \max (F_{ti}, F_{ci})$	

$F_{ti}$	$F_{ci}$	$F_R$
98 N	0 N	98 N

Calculation of admissible loads per tube	
In tensile/compressive case : $F_{TX} = A_t K_t / S_t = 4.928 \text{ N}$	$F_R \leq F_{TX}$

Tube-to-Tubesheet Joint	
Minimum expanded length :	
-Even	$l_{w1} = F_R / [150 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With groove	$l_{w2} = F_R / [300 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With flange	$l_{w3} = F_R / [400 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
Welded tubes :	
-Minimum thickness of welded joints	$g = 0,4(F_R S) / (d_a K)$

$l_{w1}$	$l_{w2}$	$l_{w3}$	g
0,52 mm	0,26 mm	0,19 mm	/

Connection-manufacturing must respect code rules (AD B5 6.7.1.2 :  $l_w \text{ mini} = 12 \text{ mm}$ )

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Theoretical thickness at center of tubesheet** TABLE 1 fig g

$$\delta = 1 + 4(k_1 s_D) \quad s_1 = C D_1 \sqrt{pS/Kv}$$

	$C$	$d_t/d_D$	$\delta$	$C_1$	$s_1$	$s = (s_1)_{\max}$
Shellside	0,4	/	/	/	19,5 mm	27,57 mm
Tubeside	0,4	/	/	/	27,57 mm	

**Required thickness at peripheral part of tubesheet**

**At the level of the stress-relieving grooves**

$$s_{R1} = p \left( \frac{D_{1c}}{2} - r_c \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_{R2} = p \left( \frac{D_{1t}}{2} - r_t \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_R = 0.7(s + x + c_1)$$

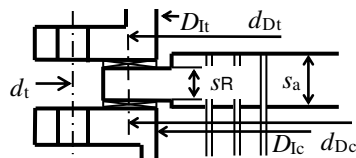
$s_{R1}$	$s_{R2}$	$s_R$
/	/	22,8 mm

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Tubesheet, Loading conditions 2 [corroded normal condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.**

ADB5 ch 6.7.2	Plate		Tubes		Tubeside	Shellside
	Tubeside	Shellside				
Pressure	$p_i=1,2\text{ MPa}$	$p_u=0\text{ MPa}$				
Corrosion	$c_{2i}=0\text{ mm}$	$c_{2u}=0\text{ mm}$				
Material	X2CrNiMo17-12-2		X2CrNiMo17-12-2			
Design Temperature	200 °C	200 °C			/	/
Nominal stress	$K/S=111,3\text{ MPa}$ $K_{20}/S_{20}=/$		$K_t/S_t=110\text{ MPa}$		/	/
Modulus of elasticity	$E=185.000\text{ MPa}$		$E_t=185.000\text{ MPa}$		/	/
Nominal thicknesses	$s_a=33\text{ mm}$		$s_t=1,25\text{ mm}$		4 mm	4 mm
Diameter	$D_a=435\text{ mm}$		$d_a=12,7\text{ mm}$	$d_i=10,21\text{ m}$ m	$D_{It}=395\text{ mm}$	$D_{Ic}=395\text{ mm}$
Tolerance	$c_1=0\text{ mm}$					

Pattern Square	$n = 248$	$A_{ro} = /$	$t = 20 \text{ mm}$	$l = \sqrt{A/\pi} = /$
----------------	-----------	--------------	---------------------	------------------------



Design Diameter :	Tubeside $D_{It} = 425 \text{ mm}$	Shellside $D_{Ic} = 425 \text{ mm}$
Partition groove depth :	0 mm	5 mm
$d_t = 470 \text{ mm}$	$d_{Dc} = 425 \text{ mm}$	
Peripheral extra thicknesses : 10 mm	Central extra thicknesses $\alpha x$ : 5 mm	

**Design parameters**

Exp. Length : $l_w^*$	$d_a^* = \max \left\{ \left\langle d_a - 2s_t \cdot \left( \frac{E_t}{E} \right) \cdot \left( \frac{K_t}{K} \right) \cdot \left( \frac{l_w^*}{s} \right) \right\rangle ; \frac{d_a}{1,2} \right\}$
Ligament efficiency $v = \frac{t - d_a^*}{t}$	Tube cross-section : $A_t = \pi \frac{d_a^2 - d_i^2}{4}$

	$l_w^*$	$d_a^*$	v	$A_t$
stationary Tubesheet	12 mm	11,81 mm	0,40973	44,8 mm <sup>2</sup>

**Calculation of tube loads**

Tensile load / inner tube : $F_{ti} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$	Compressive load / inner tube : $F_{ci} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$
Maximum load / tube $F_R = \max(F_{ti}, F_{ci})$	

$F_{ti}$	$F_{ci}$	$F_R$	
98 N	0 N	98 N	

**Calculation of admissible loads per tube**

In tensile/compressive case : $F_{TX} = A_t K_t / S_t = 4.928 \text{ N}$	$F_R \leq F_{TX}$
--	-------------------

**Tube-to-Tubesheet Joint**

Minimum expanded length :	
-Even	$l_{w1} = F_R / [150 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With groove	$l_{w2} = F_R / [300 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With flange	$l_{w3} = F_R / [400 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
Welded tubes :	
-Minimum thickness of welded joints	$g = 0,4(F_R S) / (d_a K)$

$l_{w1}$	$l_{w2}$	$l_{w3}$	$g$
0,52 mm	0,26 mm	0,19 mm	/

Connection-manufacturing must respect code rules (AD B5 6.7.1.2 :  $l_w \text{ mini} = 12 \text{ mm}$ )

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Theoretical thickness at center of tubesheet** TABLE 1 fig g

$$\delta = 1 + 4(k_1 s_D) \quad s_1 = CD_1 \sqrt{pS/Kv}$$

	$C$	$d_t/d_D$	$\delta$	$C_1$	$s_1$	$s = (s_1)_{\max}$
Tubeside	0,4	/	/	/	27,57 mm	27,57 mm

**Required thickness at peripheral part of tubesheet**

**At the level of the stress-relieving grooves**

$$s_{R1} = p \left( \frac{D_{1c}}{2} - r_c \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_{R2} = p \left( \frac{D_{1t}}{2} - r_t \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_R = 0.7(s + xx + c_1)$$

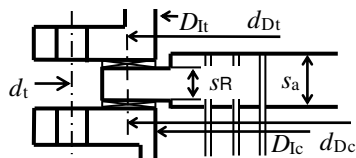
$s_{R1}$	$s_{R2}$	$s_R$
/	/	22,8 mm

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Tubesheet, Loading conditions 3 [corroded normal condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.**

ADB5 ch 6.7.2	Plate		Tubes		Tubeside	Shellside
	Tubeside	Shellside				
Pressure	$p_i=0$ MPa	$p_u=0,6$ MPa				
Corrosion	$c_{2i}=0$ mm	$c_{2u}=0$ mm				
Material	X2CrNiMo17-12-2		X2CrNiMo17-12-2			
Design Temperature	200 °C	200 °C			/	/
Nominal stress	$K/S=111,3$ MPa $K_{20}/S_{20}=/$		$K_t/S_t=110$ MPa		/	/
Modulus of elasticity	$E=185.000$ MPa		$E_t=185.000$ MPa		/	/
Nominal thicknesses	$s_a=33$ mm		$s_t=1,25$ mm		4 mm	4 mm
Diameter	$D_a=435$ mm		$d_a=12,7$ mm	$d_i=10,21$ m m	$D_{It}=395$ mm	$D_{Ic}=395$ mm
Tolerance	$c_1=0$ mm					

Pattern Square	$n = 248$	$A_{ro} = /$	$t = 20$ mm	$l = \sqrt{A/\pi} = /$
----------------	-----------	--------------	-------------	------------------------



Design Diameter :	Tubeside $D_{It} = 425$ mm	Shellside $D_{Ic} = 425$ mm
Partition groove depth :	0 mm	5 mm
$d_t = 470$ mm	$d_{Dc} = 425$ mm	
Peripheral extra thicknesses : 10 mm	Central extra thicknesses $\alpha\alpha$ : 5 mm	

<b>Design parameters</b>	
Exp. Length : $l_w^*$	$d_a^* = \max \left\{ \left\langle d_a - 2s_t \cdot \left( \frac{E_t}{E} \right) \cdot \left( \frac{K_t}{K} \right) \cdot \left( \frac{l_w^*}{s} \right) \right\rangle ; \frac{d_a}{1,2} \right\}$
Ligament efficiency $v = \frac{t - d_a^*}{t}$	Tube cross-section : $A_t = \pi \frac{d_a^2 - d_i^2}{4}$

	$l_w^*$	$d_a^*$	v	$A_t$
stationary Tubesheet	12 mm	11,81 mm	0,40973	44,8 mm <sup>2</sup>

<b>Calculation of tube loads</b>	
Tensile load / inner tube : $F_{ti} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$	Compressive load / inner tube : $F_{ci} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$
Maximum load / tube $F_R = \max(F_{ti}, F_{ci})$	

$F_{ti}$	$F_{ci}$	$F_R$	
0 N	0 N	0 N	

<b>Calculation of admissible loads per tube</b>	
In tensile/compressive case : $F_{TX} = A_t K_t / S_t = 4.928$ N	$F_R \leq F_{TX}$

<b>Tube-to-Tubesheet Joint</b>	
Minimum expanded length :	
-Even	$l_{w1} = F_R / [150 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With groove	$l_{w2} = F_R / [300 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With flange	$l_{w3} = F_R / [400 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
Welded tubes :	
-Minimum thickness of welded joints	$g = 0,4(F_R S) / (d_a K)$

$l_{w1}$	$l_{w2}$	$l_{w3}$	$g$
0 mm	0 mm	0 mm	/

Connection-manufacturing must respect code rules (AD B5 6.7.1.2 :  $l_w$  mini = 12 mm)

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Theoretical thickness at center of tubesheet** TABLE 1 fig g

$$\delta = 1 + 4(k_1 s_D) \quad s_1 = CD_1 \sqrt{pS/Kv}$$

	$C$	$d_t/d_D$	$\delta$	$C_1$	$s_1$	$s = (s_1)_{\max}$
Shellside	0,4	/	/	/	19,5 mm	19,5 mm

**Required thickness at peripheral part of tubesheet**

**At the level of the stress-relieving grooves**

$$s_{R1} = p \left( \frac{D_{1c}}{2} - r_c \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_{R2} = p \left( \frac{D_{1t}}{2} - r_t \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_R = 0.7(s + xx + c_1)$$

$s_{R1}$	$s_{R2}$	$s_R$
/	/	17,15 mm

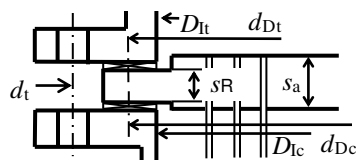


<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Tubesheet, Loading conditions T0 [test condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.**

ADB5 ch 6.7.2	Plate		Tubes		Tubeside	Shellside
	Tubeside	Shellside				
Pressure	$p_i=0$ MPa	$p_u=1,1$ MPa				
Corrosion	$c_{2i}=0$ mm	$c_{2u}=0$ mm				
Material	X2CrNiMo17-12-2		X2CrNiMo17-12-2			
Design Temperature	20 °C	20 °C			/	/
Nominal stress	$K/S=247,6$ MPa $K_{20}/S_{20}=/$		$K_t/S_t=214,3$ MPa		/	/
Modulus of elasticity	$E=200.000$ MPa		$E_t=200.000$ MPa		/	/
Nominal thicknesses	$s_a=33$ mm		$s_t=1,25$ mm		4 mm	4 mm
Diameter	$D_a=435$ mm		$d_a=12,7$ mm	$d_i=10,21$ m m	$D_{It}=395$ mm	$D_{Ic}=395$ mm
Tolerance	$c_1=0$ mm					

Pattern Square	$n = 248$	$A_{ro} = /$	$t = 20$ mm	$l = \sqrt{A/\pi} = /$
----------------	-----------	--------------	-------------	------------------------



Design Diameter :	Tubeside $D_{It} = 425$ mm	Shellside $D_{Ic} = 425$ mm
Partition groove depth :	0 mm	5 mm
$d_t = 470$ mm	$d_{Dc} = 425$ mm	
Peripheral extra thicknesses : 10 mm	Central extra thicknesses $\alpha\alpha$ : 5 mm	

<b>Design parameters</b>	
Exp. Length : $l_w^*$	$d_a^* = \max \left\{ \left\langle d_a - 2s_t \cdot \left( \frac{E_t}{E} \right) \cdot \left( \frac{K_t}{K} \right) \cdot \left( \frac{l_w^*}{s} \right) \right\rangle ; \frac{d_a}{1,2} \right\}$
Ligament efficiency $v = \frac{t - d_a^*}{t}$	Tube cross-section : $A_t = \pi \frac{d_a^2 - d_i^2}{4}$

	$l_w^*$	$d_a^*$	v	$A_t$
stationary Tubesheet	12 mm	11,92 mm	0,40418	44,8 mm <sup>2</sup>

<b>Calculation of tube loads</b>	
Tensile load / inner tube : $F_{ti} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$	Compressive load / inner tube : $F_{ci} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$
Maximum load / tube $F_R = \max(F_{ti}, F_{ci})$	

$F_{ti}$	$F_{ci}$	$F_R$	
0 N	0 N	0 N	

<b>Calculation of admissible loads per tube</b>	
In tensile/compressive case : $F_{TX} = A_t K_t/S_t = 9.601$ N	$F_R \leq F_{TX}$

<b>Tube-to-Tubesheet Joint</b>	
Minimum expanded length :	
-Even	$l_{w1} = F_R / [150 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With groove	$l_{w2} = F_R / [300 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With flange	$l_{w3} = F_R / [400 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
Welded tubes :	
-Minimum thickness of welded joints	$g = 0,4(F_R S)/(d_a K)$

$l_{w1}$	$l_{w2}$	$l_{w3}$	$g$
0 mm	0 mm	0 mm	/

Connection-manufacturing must respect code rules (AD B5 6.7.1.2 :  $l_w$  mini = 12 mm)

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Theoretical thickness at center of tubesheet** TABLE 1 fig g

$$\delta = 1 + 4(k_1 s_D) \quad s_1 = CD_1 \sqrt{pS/Kv}$$

	$C$	$d_t/d_D$	$\delta$	$C_1$	$s_1$	$s = (s_1)_{\max}$
Shellside	0,4	/	/	/	17,82 mm	17,82 mm

**Required thickness at peripheral part of tubesheet**

**At the level of the stress-relieving grooves**

$$s_{R1} = p \left( \frac{D_{1c}}{2} - r_c \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_{R2} = p \left( \frac{D_{1t}}{2} - r_t \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_R = 0.7(s + xx + c_1)$$

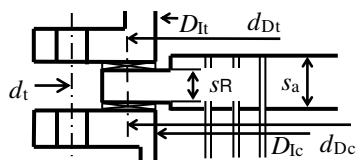
$s_{R1}$	$s_{R2}$	$s_R$
/	/	15,98 mm

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Tubesheet, Loading conditions 0T [test condition] AD 2000-Merkblatt B 5, 07.2012.**

ADB5 ch 6.7.2	Plate		Tubes		Tubeside	Shellside
	Tubeside	Shellside				
Pressure	$p_i=2,34\text{ MPa}$	$p_u=0\text{ MPa}$				
Corrosion	$c_{2i}=0\text{ mm}$	$c_{2u}=0\text{ mm}$				
Material	X2CrNiMo17-12-2		X2CrNiMo17-12-2			
Design Temperature	20 °C	20 °C			/	/
Nominal stress	$K/S=247,6\text{ MPa}$ $K_{20}/S_{20}=/$		$K_t/S_t=214,3\text{ MPa}$		/	/
Modulus of elasticity	$E=200.000\text{ MPa}$		$E_t=200.000\text{ MPa}$		/	/
Nominal thicknesses	$s_a=33\text{ mm}$		$s_t=1,25\text{ mm}$		4 mm	4 mm
Diameter	$D_a=435\text{ mm}$		$d_a=12,7\text{ mm}$	$d_i=10,21\text{ m}$ m	$D_{It}=395\text{ mm}$	$D_{Ic}=395\text{ mm}$
Tolerance	$c_1=0\text{ mm}$					

Pattern Square	$n = 248$	$A_{ro} = /$	$t = 20 \text{ mm}$	$l = \sqrt{A/\pi} = /$
----------------	-----------	--------------	---------------------	------------------------



Design Diameter :	Tubeside $D_{It} = 425 \text{ mm}$	Shellside $D_{Ic} = 425 \text{ mm}$
Partition groove depth :	0 mm	5 mm
$d_t = 470 \text{ mm}$	$d_{Dc} = 425 \text{ mm}$	
Peripheral extra thicknesses : 10 mm	Central extra thicknesses $\alpha x$ : 5 mm	

<b>Design parameters</b>	
Exp. Length : $l_w^*$	$d_a^* = \max \left\{ \left\langle d_a - 2s_t \cdot \left( \frac{E_t}{E} \right) \cdot \left( \frac{K_t}{K} \right) \cdot \left( \frac{l_w^*}{s} \right) \right\rangle ; \frac{d_a}{1,2} \right\}$
Ligament efficiency $v = \frac{t - d_a^*}{t}$	Tube cross-section : $A_t = \pi \frac{d_a^2 - d_i^2}{4}$

	$l_w^*$	$d_a^*$	v	$A_t$
stationary Tubesheet	12 mm	11,92 mm	0,40418	44,8 mm <sup>2</sup>

<b>Calculation of tube loads</b>	
Tensile load / inner tube : $F_{ti} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$	Compressive load / inner tube : $F_{ci} = \frac{d_i^2 \pi p_i}{4}$
Maximum load / tube $F_R = \max(F_{ti}, F_{ci})$	

$F_{ti}$	$F_{ci}$	$F_R$	
192 N	0 N	192 N	

<b>Calculation of admissible loads per tube</b>	
In tensile/compressive case : $F_{TX} = A_t K_t / S_t = 9.601 \text{ N}$	$F_R \leq F_{TX}$

<b>Tube-to-Tubesheet Joint</b>	
Minimum expanded length :	
-Even	$l_{w1} = F_R / [150 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With groove	$l_{w2} = F_R / [300 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
-With flange	$l_{w3} = F_R / [400 \min(d_a - d_i, 0,1 d_a)]$
Welded tubes :	
-Minimum thickness of welded joints	$g = 0,4(F_R S) / (d_a K)$

$l_{w1}$	$l_{w2}$	$l_{w3}$	$g$
1,01 mm	0,5 mm	0,38 mm	/

Connection-manufacturing must respect code rules (AD B5 6.7.1.2 :  $l_w \text{ mini} = 12 \text{ mm}$ )

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Theoretical thickness at center of tubesheet** TABLE 1 fig g

$$\delta = 1 + 4(k_1 s_D) \quad s_1 = CD_1 \sqrt{pS/Kv}$$

	$C$	$d_t/d_D$	$\delta$	$C_1$	$s_1$	$s = (s_1)_{\max}$
Tubeside	0,4	/	/	/	25,99 mm	25,99 mm

**Required thickness at peripheral part of tubesheet**

**At the level of the stress-relieving grooves**

$$s_{R1} = p \left( \frac{D_{1c}}{2} - r_c \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_{R2} = p \left( \frac{D_{1t}}{2} - r_t \right) \left( \frac{1.3S}{K} \right) \quad s_R = 0.7(s + xx + c_1)$$

$s_{R1}$	$s_{R2}$	$s_R$
/	/	21,7 mm

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Tubes of the bundle.

#### Tube of bundle in internal pressure.

Material : X2CrNiMo17-12-2		Seamless tube				
temperature in operation : $T = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$		Joint efficiency : $\nu = 1$			Stainless Steel	
Nominal thickness : $s_e = 1,25\text{ mm}$		External Diameter : $D_a = 12,70\text{ mm}$				
$p$ = internal pressure		$K/S$ = Allowable stress			$C$ = corrosion + tolerance	
$e$ = minimum required thickness		$\sigma$ = circular stress			$p_{\max}$ = maximum allowable pressure	
	$p$ (MPa)	$K/S$ (MPa)	$e+C$ (mm)	$\sigma$ (MPa)	$C$ (mm)	$p_{\max}$ (MPa)
Horizontal test	2,34	214,29	0,19	12,09	0,12	41,4711
Operation	1,2	110	0,19	6,2	0,12	21,2885

Minimum U-Bends thickness TEMA RCB-2.31 :  $t_o = t_1[1+d_o/(4R)] = 0,23\text{ mm}$  ( $R = 19,05\text{ mm}$ )

#### Tube of bundle in external pressure.

Material : X2CrNiMo17-12-2		Seamless tube				
$p$ = External Pressure	$t$ = Temperature	Stainless Steel				
$K/S$ = Allowable stress	$E$ = modulus of elasticity	$\nu$ = 0.3				
Analysis thickness : $s_e$ = 1,12 mm	External Diameter : $D_a$ = 12,70 mm	$c_1+c_2$ = corrosion + tolerance				
AD 2000-Merkblätter (07-2012) [AD B 6 §7]						
$l$ = 3.164,00 mm $u$ = 1.5%	$p_1 = \frac{E}{S_k} \frac{2}{1-\nu^2} \left( \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \right)^3$	$p_2 = 2 \frac{K}{S} \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \frac{1}{1 + \frac{1.5u(1-0.2 D_a/l)D_a}{100(s_e - c_1 - c_2)}}$				
$p$ (MPa)	$t$ (°C)	$K/S$ (MPa)	$E$ (MPa)	$S_k$	$c_1+c_2$ (mm)	$\min(p_1 ; p_2)$ (MPa)
1,1	20	214,29	200.000	2,2	0,12	30,1337
0,6	200	110	185.000	3	0,12	15,4686

Minimum U-Bends thickness TEMA RCB-2.31 :  $t_o = t_1[1+d_o/(4R)] = 0,38\text{ mm}$  ( $R = 19,05\text{ mm}$ )

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Isolated Opening(s)

#### Isolated opening N1 [ in operation Int.P. ]

(Shell inlet)

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 2)		Set In
Pressure : $p = 0,6$ MPa	Temperature : 160 °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 118,8$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0,4$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 800$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 118$ MPa
	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : 7/8 (12.5%)
Ext. Diameter : $d_a = 33,7$ mm	Nominal thickness : $s_S = 2,77$ mm	DN 25
External Projection : 100 mm	Internal Projection : 0 mm	Schedule : 10
Inclination : 0 °	Eccentricity : 0 mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 10	Height : 14 mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1/S v + p) = 0,09$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 792,8$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_S - c_{1S} - c_{2S}) = 28,85$ mm
$(s_S - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$	
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 53,54$ mm	

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area			Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left( 1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90} \right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{is} - c_{2s})(s_s - c_{is} - c_{2s})} = 10,88 \text{ mm}$			$l_s' = 0.5 \ l_s = /$
Available reinforcement area			
$b_r = 53,54 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 10,88 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$	

Reinforcement checking					
	$A_p$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{\sigma i}$
Area I	28.112	193	36	0	$= 27,088 \text{ N} \geq p A_p = 16,867 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N1 [ in test Int.P. ]**
*(Shell inlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 2)		Set In
Pressure : $p = 1,1$ MPa	Temperature : 20 °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 247,62$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0,4$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 800$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 214,29$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 33,7$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : 7/8 (12.5%)
External Projection : 100 mm	Nominal thickness : $s_S = 2,77$ mm	DN 25
Inclination : 0 °	Internal Projection : 0 mm	Schedule : 10
	Eccentricity : 0 mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 10	Height : 14 mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1/S v + p) = 0,09$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$	
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 792,8$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_S - c_{1S} - c_{2S}) = 28,85$ mm	
$(s_S - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$		
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 53,54$ mm		

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area			Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{1s} - c_{2s})(s_s - c_{1s} - c_{2s})} = 10,88 \text{ mm}$			$l_s' = 0.5 \ l_s = /$
Available reinforcement area			
$b_r = 53,54 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 10,88 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$	

Reinforcement checking					
	$A_P$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{\sigma i}$
Area I	28.112	193	36	0	$= 55.335 \text{ N} \geq p A_p = 30.924 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N2 [ in operation Int.P. ]**
*(Shell Outlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Cone (No. 3)		Set In
Pressure : $p = 0,6$ MPa	Temperature : $160$ °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 118,8$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0,4$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 570,297$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 118$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 88,9$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : 7/8 (12.5%)
External Projection : 100 mm	Nominal thickness : $s_S = 5,49$ mm	DN 80
Inclination : $0^\circ$	Internal Projection : 0 mm	Schedule : STD
	Eccentricity : 0 mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 10	Height : 18 mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1/S v + p) = 0,23$  mm

one-half apex angle : $\alpha = 0^\circ$	$h = /$
Thickness : $s_A = s_e + h = 4$ mm	
$D_i = \frac{D_e - 2(s_e - c_{1A} - c_{2A})/\cos\alpha + d_i \sin\alpha }{\cos\alpha} = 563,1$ mm (Fig. 2)	$d_i = d_a - 2(s_S - c_{1S} - c_{2S}) = 79,29$ mm
$(s_S - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$	
$b_s = b = \max\left(\sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A\right) = 45,17$ mm	

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area	Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0,25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_S - c_{1S} - c_{2S})(s_S - c_{1S} - c_{2S})} = 25,12$ mm	$l_s' = 0,5 l_s = /$
Available reinforcement area	
$b_r = 45,17$ mm	$l_{Sr} = 25,12$ mm <span style="margin-left: 100px;"><math>l_{Sr}' = /</math></span>

<b>Reinforcement checking</b>					
	$A_p$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left(\frac{K_i}{S} - \frac{p}{2}\right) A_{\sigma i}$
Area I	26.369	163	140	0	$= 35.735 \text{ N} \geq p A_p = 15.821 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/



<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N2 [ in test Int.P. ]**
*(Shell Outlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Cone (No. 3)		Set In
Pressure : $p = 1,1078$ MPa	Temperature : $20$ °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 247,62$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0,4$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 570,297$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 214,29$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 88,9$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : 7/8 (12.5%)
External Projection : 100 mm	Nominal thickness : $s_S = 5,49$ mm	DN 80
Inclination : $0^\circ$	Internal Projection : 0 mm	Schedule : STD
	Eccentricity : 0 mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 10	Height : 18 mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1/S v + p) = 0,23$  mm

one-half apex angle : $\alpha = 0^\circ$	$h = /$
Thickness : $s_A = s_e + h = 4$ mm	
$D_i = \frac{D_e - 2(s_e - c_{1A} - c_{2A})/\cos\alpha + d_i \sin\alpha }{\cos\alpha} = 563,1$ mm (Fig. 2)	$d_i = d_a - 2(s_S - c_{1S} - c_{2S}) = 79,29$ mm
$(s_S - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$	
$b_s = b = \max\left(\sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A\right) = 45,17$ mm	

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area	Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0,25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_S - c_{1S} - c_{2S})(s_S - c_{1S} - c_{2S})} = 25,12$ mm	$l_s' = 0,5 l_s = /$
Available reinforcement area	
$b_r = 45,17$ mm	$l_{Sr} = 25,12$ mm <span style="margin-left: 100px;"><math>l_{Sr}' = /</math></span>

<b>Reinforcement checking</b>					
	$A_p$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left(\frac{K_i}{S} - \frac{p}{2}\right) A_{\sigma i}$
Area I	26.369	163	140	0	$= 70.076 \text{ N} \geq p A_p = 29.210 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N3 [ in operation Int.P. ]**
*(Channel Outlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 10)		Set In
Pressure : $p = 1,2$ MPa	Temperature : 200 °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 111,33$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 403$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 110$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 60,3$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : 7/8 (12.5%)
External Projection : 100 mm	Nominal thickness : $s_S = 3,91$ mm	DN 50
Inclination : 0 °	Internal Projection : 0 mm	Schedule : STD
	Eccentricity : 0 mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 16	Height : 0 mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1 / S v + p) = 0,33$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$	
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 395$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_S - c_{1S} - c_{2S}) = 53,46$ mm	
$(s_S - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$		
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 39,95$ mm		

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area		Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{1s} - c_{2s})(s_s - c_{1s} - c_{2s})} = 17,44 \text{ mm}$		$l_s' = 0.5 \ l_s = /$
Available reinforcement area		
$b_r = 39,95 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 17,44 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$

Reinforcement checking					
	$A_P$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{\sigma i}$
Area I	14.418	160	73	0	$= 25.719 \text{ N} \geq p A_p = 17.301 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N3 [ in test Int.P. ]**
*(Channel Outlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 10)		Set In
Pressure : $p = 2,3439$ MPa	Temperature : $20$ °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 247,62$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 403$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 214,29$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 60,3$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : $7/8$ (12.5%)
External Projection : $100$ mm	Nominal thickness : $s_S = 3,91$ mm	DN 50
Inclination : $0^\circ$	Internal Projection : $0$ mm	Schedule : STD
	Eccentricity : $0$ mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 16	Height : $0$ mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1/S v + p) = 0,33$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 395$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_S - c_{1S} - c_{2S}) = 53,46$ mm
$(s_S - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$	
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 39,95$ mm	

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area		Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{1s} - c_{2s})(s_s - c_{1s} - c_{2s})} = 17,44 \text{ mm}$		$l_s' = 0.5 \ l_s = /$
Available reinforcement area		
$b_r = 39,95 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 17,44 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$

<b>Reinforcement checking</b>					
	$A_P$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{\sigma i}$
Area I	14.418	160	73	0	$= 55.012 \text{ N} \geq p A_p = 33.793 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N4 [ in operation Int.P. ]**
*(Channel inlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 10)		Set In
Pressure : $p = 1,2$ MPa	Temperature : 200 °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 111,33$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 403$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 110$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 60,3$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : 7/8 (12.5%)
External Projection : 100 mm	Nominal thickness : $s_s = 3,91$ mm	DN 50
Inclination : 0 °	Internal Projection : 0 mm	Schedule : STD
	Eccentricity : 0 mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 16	Height : 0 mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1/S v + p) = 0,33$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 395$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_s - c_{1S} - c_{2S}) = 53,46$ mm
$(s_s - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$	
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 39,95$ mm	

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area			Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left( 1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90} \right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{1S} - c_{2S})(s_s - c_{1S} - c_{2S})} = 17,44 \text{ mm}$			$l_s' = 0.5 \ l_s = /$
Available reinforcement area			
$b_r = 39,95 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 17,44 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$	

<b>Reinforcement checking</b>					
	$A_P$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{\sigma i}$
Area I	14.418	160	73	0	$= 25.719 \text{ N} \geq p A_p = 17.301 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N4 [ in test Int.P. ]**
*(Channel inlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 10)		Set In
Pressure : $p = 2,34$ MPa	Temperature : $20$ °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 247,62$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 403$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 214,29$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 60,3$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : $7/8$ (12.5%)
External Projection : $100$ mm	Nominal thickness : $s_s = 3,91$ mm	DN 50
Inclination : $0^\circ$	Internal Projection : $0$ mm	Schedule : STD
	Eccentricity : $0$ mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 16	Height : $0$ mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1 / S v + p) = 0,33$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 395$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_s - c_{1S} - c_{2S}) = 53,46$ mm
$(s_s - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$	
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 39,95$ mm	

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area			Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{1S} - c_{2S})(s_s - c_{1S} - c_{2S})} = 17,44 \text{ mm}$			$l_s' = 0.5 \ l_s = /$
Available reinforcement area			
$b_r = 39,95 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 17,44 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$	

<b>Reinforcement checking</b>					
	$A_P$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{\sigma i}$
Area I	14.418	160	73	0	$= 55.013 \text{ N} \geq p A_p = 33.737 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N5 [ in operation Int.P. ]**
*(Shell Outlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 2)		Set In
Pressure : $p = 0,6$ MPa	Temperature : $160$ °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 118,8$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0,4$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 800$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 118$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 88,9$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : $7/8$ (12.5%)
External Projection : $100$ mm	Nominal thickness : $s_s = 5,49$ mm	DN 80
Inclination : $0^\circ$	Internal Projection : $0$ mm	Schedule : STD
	Eccentricity : $0$ mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 10	Height : $18$ mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1 / S v + p) = 0,23$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$	
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 792,8$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_s - c_{1S} - c_{2S}) = 79,29$ mm	
$(s_s - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$		
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 53,54$ mm		

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area		Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{1S} - c_{2S})(s_s - c_{1S} - c_{2S})} = 25,12 \text{ mm}$		$l_s' = 0.5 \ l_s = /$
Available reinforcement area		
$b_r = 53,54 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 25,12 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$

Reinforcement checking					
	$A_P$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{G0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{G1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{G2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{Gi}$
Area I	39.982	193	140	0	$= 39.309 \text{ N} \geq p A_P = 23.989 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

**Isolated opening N5 [ in test Int.P. ]**
*(Shell Outlet)*

AD 2000-Merkblätter (07-2012) B9

Nozzle without pad on Shell (No. 2)		Set In
Pressure : $p = 1,1078$ MPa	Temperature : $20$ °C	
<b>Shell</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K/S = 247,62$ MPa
Joint efficiency : $v = 0,85$	Corrosion + tolerance : $c_{1A} + c_{2A} = 0,4$ mm	Tolerance for seamless pipe : /
Ext. Diameter : $D_a = 800$ mm	Nominal thickness : $s_e = 4$ mm	
<b>Nozzle Neck</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Allowable stress : $K_1/S = 214,29$ MPa
Ext. Diameter : $d_a = 88,9$ mm	Corrosion : $c_{1S} + c_{2S} = 0$ mm	Tolerance for seamless pipe : $7/8$ (12.5%)
External Projection : $100$ mm	Nominal thickness : $s_s = 5,49$ mm	DN 80
Inclination : $0^\circ$	Internal Projection : $0$ mm	Schedule : STD
	Eccentricity : $0$ mm	
<b>Flange</b>	Material : X2CrNiMo17-12-2	Type : TS
Rating : (DIN 2401) 10	Height : $18$ mm	
<b>Pad</b>	Material : /	Allowable stress : $K_2/S = /$
Height : /	Width : /	Ext. Diameter : /

Required thickness of the nozzle neck under internal pressure :  $s = d_a p / (2 K_1 / S v + p) = 0,23$  mm

$s_A = s_e + h = 4$ mm	$h = /$
$D_i = D_a - 2 (s_e - c_{1A} - c_{2A}) = 792,8$ mm	$d_i = d_a - 2 (s_s - c_{1S} - c_{2S}) = 79,29$ mm
$(s_s - c_{1S} - c_{2S}) / (s_A - c_{1A} - c_{2A}) \leq 2$	
$b_s = b = \max \left( \sqrt{(D_i + s_A - c_{1A} - c_{2A})(s_A - c_{1A} - c_{2A})} ; 3s_A \right) = 53,54$ mm	

<b>Longitudinal Section</b> : Theoretical reinforcement area		Angle $\Psi_A = \Psi_{AL} = 90^\circ$
$l_s = \left(1 + 0.25 \frac{\Psi_A}{90}\right) \sqrt{(d_i + s_s - c_{1S} - c_{2S})(s_s - c_{1S} - c_{2S})} = 25,12 \text{ mm}$		$l_s' = 0.5 \text{ } l_s = /$
Available reinforcement area		
$b_r = 53,54 \text{ mm}$	$l_{Sr} = 25,12 \text{ mm}$	$l_{Sr}' = /$

<b>Reinforcement checking</b>					
	$A_P$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 0}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 1}$ (mm <sup>2</sup> )	$A_{\sigma 2}$ (mm <sup>2</sup> )	$\sum_{i=0}^n \left( \frac{K_i}{S} - \frac{p}{2} \right) A_{\sigma i}$
Area I	39.982	193	140	0	$= 77.527 \text{ N} \geq p A_p = 44.291 \text{ N}$
Area II	/	/	/	/	/
Cross Section	/	/	/	/	/

<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Standard Flanges.

Type / Mark	Norm	Diameter Nominal	Rating	Material Group	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Max. allowable pressure (MPa)
[16] N1	DIN 2401	DN 25	10	X2CrNiMo17-12-2	160 °C	0,6	0,8
					test	1,1	1,3
[16] N2	DIN 2401	DN 80	10	X2CrNiMo17-12-2	160 °C	0,6	0,8
					test	1,108	1,3
[16] N3	DIN 2401	DN 50	16	X2CrNiMo17-12-2	200 °C	1,2	1,4
					test	2,344	2,8
[16] N4	DIN 2401	DN 50	16	X2CrNiMo17-12-2	200 °C	1,2	1,4
					test	2,34	2,8
[16] N5	DIN 2401	DN 80	10	X2CrNiMo17-12-2	160 °C	0,6	0,8
					test	1,108	1,3



<b>TFG</b>	<b>EEBE UPC</b>	Revision : 0
------------	-----------------	--------------

### Summary of Weights, Capacities and Painting Areas.

Designation	Mass (kg)	Lifted	Erected	Operating	Test	Shut down
Shells	257	X	X	X	X	X
Cones	43	X	X	X	X	X
Heads	31	X	X	X	X	X
Shell flanges	47	X	X	X	X	X
Skirts						
Support saddles	166	X	X	X	X	X
Anchor boxes						
Fireproofing						
Man holes						
Nozzles	14	X	X	X	X	X
Piping						
Support Ring						
Trays						
Liquid on trays						
Packing						
Helicoidal plates						
Inner lining						
Insulation supports						
Insulation (Vessel)						
Insulation (Piping)						
Coil						
Liquid in Coils						
Stiffening rings						
Piping Clips						
Structural Clips						
Ladders						
Platforms						
Tubesheets	31	X	X	X	X	X
Tubes and Tie Rods	292	X	X	X	X	X
Baffles and Support Baffles	45	X	X	X	X	X
Floating head flange						
Backing device						
Internals	Operating					
	Test					
	Lifting					
	Erection					
External loads	Operating					
	Test					
	Lifting					
	Erection					

Compartment			Shell (comp. 1)	Tube (comp. 2)	/
Capacity (m <sup>3</sup> )			1,629	0,128	/
Mass (kg)	Liquid	Operating	0	0	/
		Test	1.629	128	/
	Total	Test	/	/	/

		Vessel
Mass (kg)	Operating	925
	Lifted	925
	Erected	925
	Shutdown	925

Area (m <sup>2</sup> )	Vessel Tag	10,5
	Support	3,1

NB : New weight.



## Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

J.MABRES, S.L.

jmabres@jmabres.com

Xist 7.2.1 16/05/2018 17:50 SN: 01880-1586230053

UNITATS OK Units

Rating - Horizontal Kettle Reboiler TEMA BKU Shell With No Baffles

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name		Water		Water	
Flow rate	(kg/hr)	500,00		9674,8	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	135,00	143,41	175,00	150,00
Inlet P/Avg	(bar)	4,035	4,035	10,000	9,916
dP/Allow.	(bar)	1,42e-3	0,300	0,169	0,300
Fouling	(m2-hr-C/kcal)	0,000100		0,000410	

Exchanger Performance					
Shell h	(kcal/m2-hr-C)	3373,5	Actual U	(kcal/m2-hr-C)	861,08
Tube h	(kcal/m2-hr-C)	7647,3	Required U	(kcal/m2-hr-C)	796,17
Hot regime	(--)	Sens. Liquid	Duty	(kcal/hr)	263695
Cold regime	(--)	Flow	Eff. area	(m2)	20,906
EMTD	(Deg C)	15,8	Overdesign	(%)	8,15

Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	BKU	Baffle type		Support
Shell ID	(mm)	395,00	Baffle cut	(Pct Dia.)	
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	793,65
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	1

Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	26,645
Tube OD	(mm)	12,700	Shell outlet	(mm)	77,927
Length	(mm)	3200,	Inlet height	(mm)	12,100
Pitch ratio	(--)	1,5748	Outlet height	(mm)	12,100
Layout	(deg)	90	Tube inlet	(mm)	52,553
Tubecount	(--)	160	Tube outlet	(mm)	52,553
Tube Pass	(--)	4			

Thermal Resistance; %		Velocities; m/s			Flow Fractions	
Shell	25,53		Min	Max	A	0,000
Tube	14,01	Tubeside	0,89	0,92	B	0,736
Fouling	52,52	Crossflow	2,10e-2	0,19	C	0,000
Metal	7,94	Window	--	--	E	0,000
					F	0,264



## HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

Page 1  
UNITATS OK Units

Customer	Job No.
Address	Reference No.
Plant Location	Proposal No.
Service of Unit	Date 16/05/2018 Rev
Size 395 - 800 x 3200 mm Type BKU Horizontal	Item No.
Surf/Unit (Gross/Eff) 21,231 / 20,906 m2	Connected In 1 Parallel 1 Series
Shell/Unit 1	Surf/Shell (Gross/Eff) 21,231 / 20,906 m2

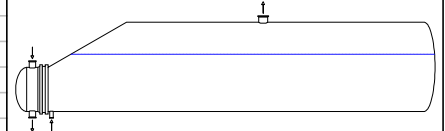
## PERFORMANCE OF ONE UNIT

		Shell Side		Tube Side	
Fluid Allocation		Water		Water	
Fluid Name		Water		Water	
Fluid Quantity, Total	kg/hr	500,00		9674,8	
Vapor (In/Out)			500,00		
Liquid		500,00		9674,8	9674,8
Steam			500,00		
Water		500,00		9674,8	9674,8
Noncondensables					
Temperature (In/Out)	C	135,00	143,41	175,00	150,00
Specific Gravity		0,9321		0,8935	0,9188
Viscosity	cP	0,2044	0,0138	0,1547	0,1826
Molecular Weight, Vapor					
Molecular Weight, Noncondensables					
Specific Heat	kcal/kg-C	1,0563	0,4687	1,1094	1,0727
Thermal Conductivity	kcal/hr-m-C	0,5891	0,0257	0,5821	0,5884
Latent Heat	kcal/kg	518,18	518,40		
Inlet Pressure	bar	4,035		10,000	
Velocity	m/s	6,07e-2		0,90	
Pressure Drop, Allow/Calc	bar	0,300	1,42e-3	0,300	0,169
Fouling Resistance (min)	m2-hr-C/kcal	0,000100		0,000410	
Heat Exchanged	263695 kcal/hr			MTD (Corrected) 15,8 C	
Transfer Rate, Service	796,17 kcal/m2-hr-C	Clean	1813,8 kcal/m2-hr-C	Actual	861,08 kcal/m2-hr-C

## CONSTRUCTION OF ONE SHELL

Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)

		Shell Side		Tube Side	
Design/Test Pressure	barG	5,171 /		10,342 /	
Design Temperature	C	165,56		204,44	
No Passes per Shell		1		4	
Corrosion Allowance	mm	0,000		0,000	
Connections	In mm	1 @	26,645	1 @	52,553
Size & Rating	Out mm	1 @	77,927	1 @	52,553
	Intermediate	@		@	



Tube No.	80U	OD	12,700	mm	Thk(Avg)	1,245	mm	Length	3200,	mm	Pitch	20,000	mm	
Tube Type	Plain					Material	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)					Tube pattern	90	
Shell	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)					ID	395,00	OD	406,40	mm	Shell Cover	(Integ.)		
Channel or Bonnet									Channel Cover					
Tubesheet-Stationary									Tubesheet-Floating					
Floating Head Cover									Impingement Plate				None	
Baffles-Cross					Type	Support	%Cut (Diam)		Spacing(c/c)		793,65	Inlet	mm	
Baffles-Long							Seal Type	None						
Supports-Tube							U-Bend	Type						Full support
Bypass Seal Arrangement	0	pairs seal strips				Tube-Tubesheet Joint			Expanded (No groove)					
Expansion Joint					Type									
Rho-V2-Inlet Nozzle	66,59	kg/m-s2				Bundle Entrance			Bundle Exit			kg/m-s2		
Gaskets-Shell Side					Tube Side									
-Floating Head														
Code Requirements									TEMA Class					non-TEMA
Weight/Shell	530,92	kg		Filled with Water			2168,9	kg		Bundle	305,59	kg		
Remarks: Supports/baffle space = 3.														

Reprinted with Permission (v7.20 .1)

TRBAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

**DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO  
DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR**



**Cálculos y planos**

**Autor:** Oriol Boix Puig  
**Director:** Domingo Santos Espada  
**Convocatoria:** Junio 2018



## Índice

1.	DISEÑO TÉRMICO	3
2.	CÁLCULOS MECÁNICOS	16
3.	PLANOS	36
4.	DISEÑO 3D	37



# 1. Diseño térmico

## Datos iniciales

	Carcasa	Tubos
Fluido	Agua	Agua
Temperatura °C (entrada / salida)	135 / 143,1	175 / 150
Caudal (kg / h)	500	-
Presión (bar)	10	4
Pérdida de carga admisible (bar)	0,5	0,5

## Predimensionamiento

Numero de tubos	160
Diámetro exterior de los tubos (mm)	12,70
Longitud de los tubos (parte recta) (mm)	3200
Espesor del tubo (mm)	1,245
Pitch (mm)	20
Número de pasos por tubos	4
Numero de paso por carcasa	1
Distribución tubular	Cuadrado 90º



### Cálculo del calor total intercambiado

Calor sensible

$$q_s = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (1)$$

$$Q = 500 \frac{kg}{h} \cdot \left( 604,65 \frac{kJ}{kg} - 567,8 \frac{kJ}{kg} \right) = 18425 \frac{kJ}{h}$$

Calor latente

$$Q = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$q_s = 500 \frac{kg}{h} \cdot \left( 2738,1 \frac{kJ}{kg} - 604,65 \frac{kJ}{kg} \right) = 1066725 \frac{kJ}{h}$$

Calor total

$$\dot{Q} = q_s + q_l \quad (3)$$

$$18425 \frac{kJ}{h} + 1066725 \frac{kJ}{h} = 1085150 \frac{kJ}{h}$$

### Determinación del caudal del fluido de los tubos

$$\dot{m} = \frac{Q}{(h_2 - h_1)} \quad (4)$$

$$\dot{m} = \frac{1085150 \frac{kJ}{h}}{(741,08 \frac{kJ}{kg} - 632,5 \frac{kJ}{kg})} = 9994 \frac{kg}{h}$$

### Cálculo de la temperatura media efectiva

Determinación de la temperatura del fluido de los tubos al finalizar el proceso de transferencia de calor latente.

$$\Delta T = \frac{q_l}{C_p \cdot \dot{m}}$$

$$\Delta T_l = \frac{18425 \frac{kJ}{h}}{4,2 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot 9994 \frac{kg}{h}} = 24,5^\circ C$$

$$\Delta T_l = T_1 - T_l$$

$$T_l = 175^\circ C - 24,5^\circ C = 150,5^\circ C$$

Temperatura media logarítmica durante la transferencia de calor sensible

$$\Delta TML = \frac{(T_1 - t_2) + (T_2 - t_1)}{\ln \left[ \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \quad (5)$$

$$\Delta TML = \frac{(175 \text{ °C} - 143,1 \text{ °C}) + (174,5 \text{ °C} - 135 \text{ °C})}{\ln \left[ \frac{(175 \text{ °C} - 143,1 \text{ °C})}{(174,5 \text{ °C} - 135 \text{ °C})} \right]} = 35,5 \text{ °C}$$

Temperatura media logarítmica durante la transferencia de calor latente

$$\Delta TML = \frac{(T_1 - t_2) + (T_2 - t_1)}{\ln \left[ \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \quad (6)$$

$$\Delta TML = \frac{(174,5 \text{ °C} - 143,1 \text{ °C}) + (150 \text{ °C} - 143,1 \text{ °C})}{\ln \left[ \frac{(174,5 \text{ °C} - 143,1 \text{ °C})}{(174,5 \text{ °C} - 135 \text{ °C})} \right]} = 16,1 \text{ °C}$$

Diferencia media logarítmica de temperaturas global

$$\Delta TML = \frac{Q}{\frac{q_l}{(\Delta T)_l} + \frac{q_s}{(\Delta T)_s}} \quad (7)$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{1085150 \frac{kJ}{h}}{\frac{1066725 \frac{kJ}{h}}{35,5 \text{ °C}} + \frac{18425 \frac{kJ}{h}}{16,1 \text{ °C}}} = 16,1 \text{ °C}$$

Determinación del factor de corrección

$$F = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \cdot \ln \left[ \frac{(1 - S)}{1 - R \cdot S} \right]}{(R - 1) \cdot \ln \left[ \frac{2 - S \left[ R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)} \right]}{2 - S \left[ R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)} \right]} \right]} \quad (8)$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$$

$$F = \frac{\sqrt{(0,062^2 + 1)} \cdot \ln \left[ \frac{(1 - 0,2)}{1 - 0,062 \cdot 0,2} \right]}{(0,062 - 1) \cdot \ln \left[ \frac{2 - 0,2 \left[ 0,062 + 1 - \sqrt{(0,062^2 + 1)} \right]}{2 - 0,2 \left[ 0,062 + 1 + \sqrt{(0,062^2 + 1)} \right]} \right]} = 0,98$$

$$R = \frac{(175 - 150)}{(143,1 - 135)} = 3,08 \quad S = \frac{(143,1 - 135)}{(175 - 135)} = 0,2$$

Obtención de la diferencia de temperaturas media efectiva.

$$\Delta T_{MF} = \Delta T_{ML} \cdot F \quad (9)$$

$$\Delta T_{MF} = 16,1 \text{ °C} \cdot 0,98 = 15,8 \text{ °C}$$

### Cálculo del coeficiente de película del lado de los tubos

### Cálculo del área de flujo

$$a = \frac{N_t \cdot a'_t}{144 \cdot n} \quad (10)$$

$$a = \frac{160 \cdot 0,127 \text{ in}^2}{144 \cdot 4} = 0,035 \text{ ft}^2$$

### Cálculo de la velocidad másica.

$$G_t = \frac{W}{a_t} \quad (11)$$

$$G_t = \frac{22033 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{0,035 \text{ ft}^2} = 624557,48 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2}$$

### Cálculo del Reynolds

$$Re = \frac{D \cdot G_t}{\mu} \quad (12)$$

$$Re = \frac{0,042 \text{ ft} \cdot 624557,48 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2}}{0,4052455 \frac{\text{lb}}{\text{ft h}}} = 64215,95884$$

Obtención del factor  $j_H$

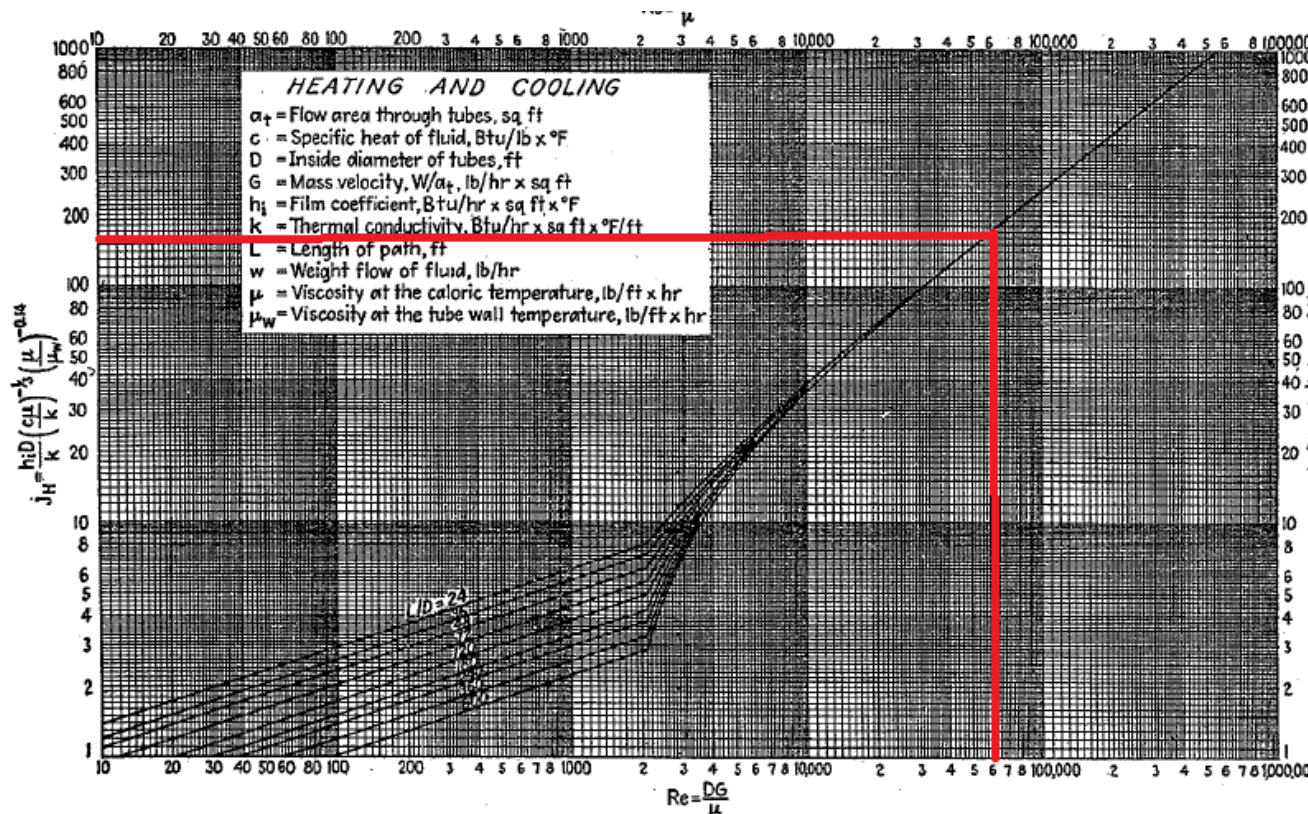


Fig. 24. Tube-side heat-transfer curve. (Adapted from Sieder and Tate.)

Fig. 3.6. Tabla de transferencia de calor en lado tubos.

Cálculo del coeficiente de película del interior de los tubos

$$h_i = j_H \cdot k \cdot (c_p \cdot \mu / k)^{1/3} \cdot \frac{1}{D} \quad (13)$$

$$h_i = 165 \cdot 0,39 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F} \cdot \left( 1,037 \frac{Btu}{lb \cdot ^\circ F} \cdot 0,4052455 \frac{\frac{lb}{ft \cdot h}}{0,39 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{1}{0,042 \cdot ft}$$

$$h_i = 1583,34 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Comprobación de la velocidad del fluido por el interior de los tubos

$$v = \frac{624557,48 \frac{lb}{h \cdot ft^2}}{56,51 \frac{lb}{ft^3}} = 11052,20 \frac{ft}{h} \quad (14)$$

**Cálculo del coeficiente de película del lado de la carcasa.**

$$h_{tp,m} = h_{nb1} \cdot F_B \cdot F_m + h_{nc} \quad (15)$$

$$h_{tp,m} = 3166,42 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 1 \cdot 1 + 605,92 \frac{W}{m^2 \cdot K} = 3687,42 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$h_{nb1} = 0,00417 \cdot (p_{cr})^{0,69} \cdot (q)^{0,7} \cdot F_p \quad (16)$$

$$h_{nb1} = 0,00417 \cdot (p_{cr})^{0,69} \cdot \left( 14755,81 \frac{W}{m^2} \right)^{0,7} \cdot 0,91 = 3166,42 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$F_p = 1,8 \cdot \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^{0,17} + 4 \cdot \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^{1,2} + 10 \cdot \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^{10} \quad (17)$$

$$F_p = 1,8 \cdot \left( \frac{400 \text{ Kpa}}{22640 \text{ Kpa}} \right)^{0,17} = 0,91$$

$$h_{nc} = J_{nc1} \cdot (K_{nc})^{0,8} \cdot \left(\frac{q'}{d_o}\right)^{0,2} \quad (18)$$

$$h_{nc} = 1,649 \cdot (49,21)^{0,8} \cdot \left(\frac{14505,29007 \frac{W}{m^2}}{0,127 m}\right)^{0,2} = 605,92 \frac{W}{m^2 K}$$

Donde

$$K_{nc} = 0,015 \cdot (J_{nc2} \cdot p_{cr})^{1,07} \cdot \left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^z \quad (19)$$

$$z = 0,051 \cdot \ln(J_{nc2} \cdot p_{cr}) - 0,277 \quad (20)$$

$$z = 0,051 \cdot \ln(0,145 \cdot 22640 Kpa) - 0,277 = 0,13$$

$$K_{nc} = 0,015 \cdot (0,145 \cdot 22640 Kpa)^{1,07} \cdot \left(\frac{400 Kpa}{22640 Kpa}\right)^{0,13} = 49,21 Kpa$$

**Cálculo de la temperatura media de la pared exterior del tubo**

$$t_M = \bar{T} - \left[ \frac{\left(\frac{1}{h_o} + f_o\right) \cdot \left(\frac{1}{E_f}\right) + \frac{k_w}{2}}{\left(\frac{1}{h_o} + f_o\right) \cdot \left(\frac{1}{E_f}\right) + k_w + \left(f_i + \frac{1}{h_i}\right) \cdot \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \right] \cdot [\bar{T} - \bar{t}] \quad (21)$$



$$\begin{aligned}
t_M &= 324,05^\circ\text{F} \\
&= \left[ \frac{\left( \frac{1}{649,39 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}} + 0,001 \frac{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{Btu}} \right) \cdot \left( \frac{1}{1} \right) + \frac{16,47 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}}{2}}{\left( \frac{1}{649,39 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}} + 0,001 \frac{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{Btu}} \right) \cdot \left( \frac{1}{1} \right) + 16,47 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} + \left( 0,002 \frac{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{Btu}} + \frac{1}{1583,34 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}} \right) \cdot \left( \frac{0,0014 \text{ ft}^2}{0,00096 \text{ ft}^2} \right)} \right] \\
&\cdot [324,05^\circ\text{F} - 289,5^\circ\text{F}] = 306,776248^\circ\text{F}
\end{aligned}$$

### Cálculo del valor máximo de flujo de calor

$$d_B = d_o \cdot \left( \frac{n}{K_1} \right)^{1/n_1} \quad (25)$$

$$d_B = 0,01270 \text{ m} \cdot \left( \frac{160}{0,158} \right)^{1/2,263} = 0,27 \text{ m}$$

$$d_c = d_B + \text{distancia} \quad (26)$$

$$d_c = 0,27 \text{ m} + 0,012 \text{ m} = 0,282 \text{ m}$$

Con el valor del diámetro del haz tubular calculado se procede al cálculo del valor del flujo critico de calor.

$$q_{B,max} = q_{1,max} \cdot \Phi_B \quad (27)$$

$$q_{B,max} = 1975165,91 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 0,65 = 1288983,42 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$q_{1,max} = 367 \cdot p_{cr} \cdot \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^{0,35} \cdot \left( 1 - \frac{p}{p_{cr}} \right)^{0,4} \quad (28)$$

$$q_{1,max} = 367 \cdot 22640 \text{ kPa} \left( \frac{400 \text{ kPa}}{22640 \text{ kPa}} \right)^{0,35} \cdot \left( 1 - \frac{400 \text{ kPa}}{22640 \text{ kPa}} \right)^{0,4} = 1975165,91 \frac{W}{m^2}$$

$$\Phi_B = \frac{K \cdot p_t}{d_o \cdot (d_B/p_t)^{1,1}} \quad (29)$$

$$\Phi_B = \frac{4,12 \cdot 0,020}{0,01270 \cdot (0,27/0,020)^{1,1}} = 0,65$$

### Comprobación de la hipótesis

La diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido durante la transferencia de calor es de 9,57 °C, y el flujo de calor crítico es de 1288983,42  $\frac{W}{m^2}$  que queda lejos del flujo de calor que se da 14755,81  $\frac{W}{m^2}$ . Esto permite afirmar que el proceso de ebullición que se produce es el de nucleación.

### Cálculo del coeficiente global de transferencia

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + f_o + \left( \frac{A_o}{A_i} \right) \left( \frac{d_o - d_i}{2k_w} \right) \frac{d_o - d_i}{2k_w} + \left( \frac{A_o}{A_i} \right) \left( \frac{1}{h_i} \right) + \left( \frac{A_o}{A_i} \right) \cdot f_i \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{3170,61 \frac{kCal}{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}{kCal} + \left( \frac{0,000126677 m^2}{0,0000818731 m^2} \right) \left( \frac{0,01270 m - 0,01021 m}{24,5 \frac{kCal}{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}} \right) \frac{0,01270 m - 0,01021 m}{224,5 \frac{kCal}{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}} \\ &\quad + \left( \frac{0,000126677 m^2}{0,0000818731 m^2} \right) \left( \frac{1}{7730,53 \frac{kCal}{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}} \right) + \left( \frac{0,000126677 m^2}{0,0000818731 m^2} \right) \cdot 0,00041 \frac{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}{kCal} \\ &= 752,71 \frac{kCal}{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h} \end{aligned}$$

**Cálculo del sobrediseño**

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{MF}} \quad (23)$$

$$U = \frac{259357,07 \text{ kCal}}{752,71 \frac{\text{kCal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}} \cdot 15,8^\circ\text{C}} = 803,48 \frac{\text{kCal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}}$$

$$\% \text{ sobrediseño} = \frac{803,48 \frac{\text{kCal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}} - 752,71 \frac{\text{kCal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}}}{803,48 \frac{\text{kCal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}}} = 6,34 \%$$

El valor de sobrediseño está entre los límites permisibles (5% y 30%).

**Cálculo de la caída de presión en el lado tubos.**

$$\Delta P_t = N_t \cdot \left[ 8 \cdot j_f \cdot \left( \frac{L}{d_i} \right) \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2,5 \right] \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= 4 \cdot \left[ 8 \cdot 0,0032 \cdot \left( \frac{3,2 \text{ m}}{0,01027 \text{ m}} \right) \cdot 1 + 2,5 \right] \cdot \frac{905,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,93^2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2} = 16404,47 \text{ Pa} \\ &= 0,16 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\Delta P_t < \text{Admissible} = 0,5 \text{ bar}$$

El valor de la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo y el evaluado a la temperatura media son prácticamente iguales por lo que se puede considerar  $\left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} = 1$ .

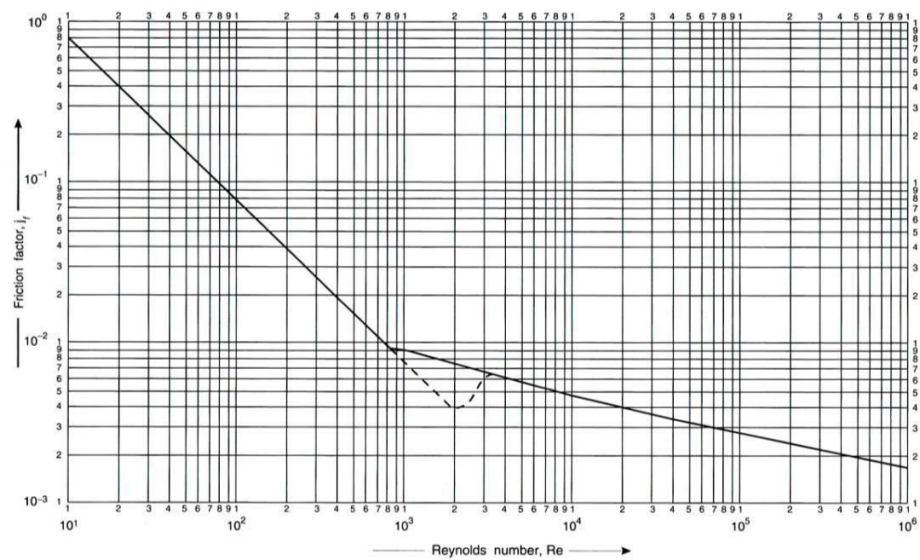


Fig. 3.9. Tabla de factores de fricción en tubos.

### Cálculo de la caída de presión en el lado carcasa.

Como el fluido a través que circula por la carcasa presenta una velocidad tan baja se puede negligir la caída de presión.

## 2. Cálculos mecánicos

### Carcasa cilíndrica del lado de los tubos en condiciones de operación

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 12 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{167 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 0,85 + 12 \text{ bar}} + 0 + 0 = 2,54 \text{ mm}$$

### Carcasa cilíndrica del lado de los tubos en condiciones de prueba

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 23,4 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{260 \text{ MPa}}{1,05}\right) \cdot 0,85 + 12 \text{ bar}} + 0 + 0 = 2,23 \text{ mm}$$

### Carcasa cilíndrica de diámetro pequeño del lado de la carcasa en condiciones de operación

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 6 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{178 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 0,85 + 6 \text{ bar}} + 0 + 0 = 1,19 \text{ mm}$$

**Carcasa cilíndrica de diàmetre petit del costat de la carcassa en condicions de prova**

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 11 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{260 \text{ MPa}}{1,05}\right) \cdot 0,85 + 11 \text{ bar}} + 0 + 0 = 1,05 \text{ mm}$$

**Carcasa cilíndrica de diàmetre gran del costat de la carcassa en condicions d'operació**

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{800 \text{ mm} \cdot 6 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{178 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 0,85 + 6 \text{ bar}} + 0 + 0 = 2,37 \text{ mm}$$

**Carcasa cilíndrica petita del costat de la carcassa en condicions de prova**

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{800 \text{ mm} \cdot 11 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{260 \text{ MPa}}{1,05}\right) \cdot 0,85 + 11 \text{ bar}} + 0 + 0 = 2,08 \text{ mm}$$

### Cálculo de la virola cónica en condiciones de operación

$$\frac{p \cdot S}{15 \cdot K \cdot v} \quad (34)$$

$$\frac{6 \text{ bar} \cdot 1,5}{15 \cdot 167 \cdot 0,85} = 0,0042$$

$$Y = \frac{r}{D_a} \quad (35)$$

$$Y = \frac{0}{800 \text{ mm}} = 0$$

De la gráfica se obtiene

$$s_e/D_a = 0,0045$$

$$s_e = 0,0045 \cdot 800 = 3,6 \text{ mm}$$

### Cálculo de la virola cónica en condiciones de prueba

$$\frac{p \cdot S}{15 \cdot K \cdot v} \quad (34)$$

$$\frac{11 \text{ bar} \cdot 1,05}{15 \cdot 260 \cdot 0,85} = 0,0034$$

$$Y = \frac{r}{D_a} \quad (35)$$

$$Y = \frac{0}{800 \text{ mm}} = 0$$

De la gràfica se obtiene

$$s_e/D_a = 0,004$$

$$s_e = 0,0045 \cdot 800 \text{ mm} = 3,2 \text{ mm}$$

### Cálculo del fondo tipo klopper del lado de los tubos en condiciones de operación

#### Zona del reborde

$$s = \frac{D_a \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v} + c_1 + c_2 \quad (38)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 12 \text{ bar} \cdot 2,8519}{40 \cdot \frac{167 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 1} + 0,4 \text{ mm} = 3,45 \text{ mm}$$

#### Zona de la corona

$$s = \frac{2 \cdot (R + s_e) \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (39)$$

$$s = \frac{2 \cdot (201,5 \text{ mm} + 4) \cdot 12 \text{ bar}}{20 \cdot \frac{160 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 1 + 12 \text{ bar}} + 0,4 = 2,60 \text{ mm}$$

#### Zona del tramo cilíndrico





$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 12 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{167 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 12 \text{ bar}} + 0,4 \text{ mm} = 2,56 \text{ mm}$$

### Cálculo del fondo tipo klopper del lado de los tubos en condiciones de prueba

#### Zona del reborde

$$s = \frac{D_a \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v} + c_1 + c_2 \quad (38)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 23,4 \text{ bar} \cdot 2,8519}{40 \cdot \frac{260 \text{ MPa}}{1,05} \cdot 1} + 0,4 \text{ mm} = 3,16 \text{ mm}$$

#### Zona de la corona

$$s = \frac{2 \cdot (R + s_e) \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (39)$$

$$s = \frac{2 \cdot (201,5 \text{ mm} + 4) \cdot 23,4 \text{ bar}}{20 \cdot \frac{260 \text{ MPa}}{1,05} \cdot 1 + 23,4 \text{ bar}} + 0,4 = 2,34 \text{ mm}$$

#### Zona del tramo cilíndrico

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{403 \text{ mm} \cdot 23,4 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{260 \text{ MPa}}{1,05}\right) \cdot 1 + 23,4 \text{ bar}} + 0,4 \text{ mm} = 2,23 \text{ mm}$$

**Cálculo del fondo tipo klopper del lado de la carcasa en condiciones de operación**

**Zona del reborde**

$$s = \frac{D_a \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v} + c_1 + c_2 \quad (38)$$

$$s = \frac{800 \text{ mm} \cdot 6 \text{ bar} \cdot 3,3711}{40 \cdot \frac{178 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 1} + 0,4 \text{ mm} = 3,80 \text{ mm}$$

**Zona de la corona**

$$s = \frac{2 \cdot (R + s_e) \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (39)$$

$$s = \frac{2 \cdot (400 \text{ mm} + 4) \cdot 6 \text{ bar}}{20 \cdot \frac{178 \text{ MPa}}{1,5} \cdot 1 + 6 \text{ bar}} + 0,4 = 2,43 \text{ mm}$$

**Zona del tramo cilíndrico**

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{800 \text{ mm} \cdot 6 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{178 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 6 \text{ bar}} + 0,4 \text{ mm} = 2,41 \text{ mm}$$

**Cálculo del fondo tipo klopper del lado de la carcasa en condiciones de prueba****Zona del reborde**

$$s = \frac{D_a \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v} + c_1 + c_2 \quad (38)$$

$$s = \frac{800 \text{ mm} \cdot 11 \text{ bar} \cdot 3,3711}{40 \cdot \frac{260 \text{ MPa}}{1,05} \cdot 1} + 0,4 \text{ mm} = 3,39 \text{ mm}$$

**Zona de la corona**

$$s = \frac{2 \cdot (R + s_e) \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (39)$$

$$s = \frac{2 \cdot (400 \text{ mm} + 4) \cdot 11 \text{ bar}}{20 \cdot \frac{260 \text{ MPa}}{1,05} \cdot 1 + 11 \text{ bar}} + 0,4 = 2,19 \text{ mm}$$

### Zona del tramo cilíndrico

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{800 \text{ mm} \cdot 11 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{260 \text{ MPa}}{1,05}\right) \cdot 1 + 11 \text{ bar}} + 0,4 \text{ mm} = 2,17 \text{ mm}$$

### Tubos a presión interior en condiciones de operación

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{12,70 \text{ mm} \cdot 12 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{165 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 12 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 0,21 \text{ mm}$$

### Tubos a presión interior en condiciones de prueba

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{12,70 \text{ mm} \cdot 23,4 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{225 \text{ MPa}}{1,05}\right) \cdot 1 + 23,4 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 0,21 \text{ mm}$$

## Tubos a presión exterior en condiciones de operación

### Comprobación abolladura elástica

$$p = \frac{E}{S_k} \cdot \frac{20}{(1 - \nu^2)} \cdot \left( \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \right)^3 \quad (40)$$

$$p = \frac{185000 \text{ MPa}}{3} \cdot \frac{20}{(1 - 0,3^2)} \cdot \left( \frac{1,245 \text{ mm} - c_1 - c_2}{12,70 \text{ mm}} \right)^3 = 868,71 \text{ bar}$$

### Comprobación deformación plástica

$$p = \frac{20 \cdot K}{S} \cdot \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1,5 \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{D_a}{t}\right) \cdot D_a}{100 \cdot (s_e - c_1 - c_2)}} \quad (41)$$

$$p = \frac{20 \cdot 165}{1,5} \cdot \frac{1,245 - 0,15}{12,70} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1,5 \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{12,70}{3200}\right) \cdot 12,70}{100 \cdot (1,245 - 0,15)}} = 215,17 \text{ bar}$$

## Tubos a presión exterior en condiciones de prueba

### Comprobación abolladura elástica

$$p = \frac{E}{S_k} \cdot \frac{20}{(1 - \nu^2)} \cdot \left( \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \right)^3 \quad (40)$$

$$p = \frac{200000 \text{ MPa}}{2,2} \cdot \frac{20}{(1 - 0,3^2)} \cdot \left( \frac{1,245 \text{ mm} - c_1 - c_2}{12,70 \text{ mm}} \right)^3 = 1280,64 \text{ bar}$$

### Comprobación deformación plástica

$$p = \frac{20 \cdot K}{S} \cdot \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_a} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1,5 \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{D_a}{l}\right) \cdot D_a}{100 \cdot (s_e - c_1 - c_2)}} \quad (41)$$

$$p = \frac{20 \cdot 225}{1,05} \cdot \frac{1,245 - 0,15}{12,70} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1,5 \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{12,70}{3200}\right) \cdot 12,70}{100 \cdot (1,245 - 0,15)}} = 419,17 \text{ bar}$$

Se puede comprobar que en cualquier caso las presiones calculadas superan las presiones exteriores de diseño y de prueba.

### Placa tubular en condiciones de operación

#### Considerando la presión del lado de los tubos

$$s = C_4 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_i \cdot S}{10 \cdot K \cdot v}} + c_1 + c_2 \quad (42)$$

$$s = 0,4 \cdot 425 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{12 \text{ bar} \cdot 1,5}{10 \cdot 167 \cdot 0,47}} = 25,72 \text{ mm}$$

$$v = \frac{p_t - \left(\frac{d_o}{1,2}\right)}{p_t} \quad (44)$$

Considerando la presión del lado de la carcasa

$$s = C_4 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_i \cdot S}{10 \cdot K \cdot v}} + c_1 + c_2 \quad (42)$$

$$s = 0,4 \cdot 425 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{6 \text{ bar} \cdot 1,5}{10 \cdot 167 \cdot 0,47}} = 18,19 \text{ mm}$$

Placa tubular en condiciones de prueba

Considerando la presión del lado de los tubos

$$s = C_4 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_i \cdot S}{10 \cdot K \cdot v}} + c_1 + c_2 \quad (42)$$

$$s = 0,4 \cdot 425 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{23,4 \text{ bar} \cdot 1,05}{10 \cdot 260 \cdot 0,47}} = 24,08 \text{ mm}$$

$$v = \frac{p_t - \left(\frac{d_o}{1,2}\right)}{p_t} \quad (44)$$

Considerando la presión del lado de la carcasa

$$s = C_4 \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{p_i \cdot S}{10 \cdot K \cdot v}} + c_1 + c_2 \quad (42)$$

$$s = 0,4 \cdot 425 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{11 \text{ bar} \cdot 1,05}{10 \cdot 260 \cdot 0,47}} = 16,51 \text{ mm}$$

### Bridas en condiciones de operación

$$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DV} \quad (45)$$

$$F_{SB} = 147050,10 \text{ daN} + 23184,95 \text{ daN} + 7690,62 \text{ daN} = 177925,67 \text{ daN}$$

$$F_{RB} = \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} \quad (46)$$

$$F_{RB} = \frac{12 \text{ bar} \cdot \pi \cdot 395 \text{ mm}}{40} = 147050,10 \text{ daN}$$

$$F_{RB} = \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} \quad (47)$$

$$F_{RB} = \frac{12 \text{ bar} \cdot \pi \cdot (425 \text{ mm}^2 - 395 \text{ mm}^2)}{40} = 23184,95 \text{ daN}$$

$$F_{DV} = \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot 1,2 \cdot K_1 \quad (48)$$

$$F_{DV} = \frac{12 \text{ bar}}{10} \cdot \pi \cdot 425 \text{ mm} \cdot 1,2 \cdot 8 \text{ mm} = 7690,62 \text{ daN}$$



$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SB}}{K \cdot n}} + c_5 \quad (5024)$$

$$d_k = 1,51 \cdot \sqrt{\frac{177925,67 \text{ daN}}{360 \text{ MPa} \cdot 20}} + 3 \text{ mm} = 10,51 \text{ mm}$$

$$Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} \leq 20 \text{ mm} \rightarrow c_5 = 3 \text{ mm}$$

$$W_{SB} = \frac{F_{SB} \cdot S}{K} \cdot a \quad (53)$$

$$W_{SB} = \frac{177925,67 \text{ daN} \cdot 1,5}{167 \text{ MPa}} \cdot 35,5 \text{ mm} = 56733,78 \text{ mm}^3$$

$$h = \sqrt{\frac{1,42 \cdot W - Z}{b}} \quad (56)$$

$$h = \sqrt{\frac{1,42 \cdot 56733,78 \text{ mm}^3 - 6416 \text{ mm}^3}{93,4 \text{ mm}}} = 28,17 \text{ mm}$$

$$Z = (d_i + s_1) \cdot s_1^2 \quad (57)$$

$$Z = (397 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot 4 \text{ mm}^2 = 6416 \text{ mm}^3$$

$$b = d_a - d_i - 2 \cdot d'_L \quad (58)$$

$$b = 512 \text{ mm} - 397 \text{ mm} - 2 \cdot 10,8 \text{ mm} = 93,4 \text{ mm}$$

$$d'_L = V \cdot d_L \quad (59)$$

$$d'_L = 0,6 \cdot 18 \text{ mm} = 10,8 \text{ mm}$$

### Bridas en condiciones de prueba

$$F_{SP} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DV} \quad (45)$$

$$F_{SP} = 286747,69 \text{ daN} + 45210,66 \text{ daN} + 14996,71 \text{ daN} = 346955,06 \text{ daN}$$

$$F_{RB} = \frac{p \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} \quad (46)$$

$$F_{RB} = \frac{23,4 \text{ bar} \cdot \pi \cdot 395 \text{ mm}}{40} = 286747,69 \text{ daN}$$

$$F_{RB} = \frac{p \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} \quad (47)$$

$$F_{RB} = \frac{23,4 \text{ bar} \cdot \pi \cdot (425 \text{ mm}^2 - 395 \text{ mm}^2)}{40} = 45210,66 \text{ daN}$$

$$F_{DV} = \frac{p}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot 1,2 \cdot K_1 \quad (48)$$

$$F_{DV} = \frac{23,4 \text{ bar}}{10} \cdot \pi \cdot 425 \text{ mm} \cdot 1,2 \cdot 8 \text{ mm} = 14996,71 \text{ daN}$$

$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{F_{SP}}{K_{20} \cdot n}} + c_5 \quad (51)$$

$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{346955,06 \text{ daN}}{450 \text{ MPa} \cdot 20}} = 8,01 \text{ mm}$$

$$W_{SP} = \frac{F_{SP} \cdot S'}{K_{20}} \cdot a \quad (54)$$

$$W_{SP} = \frac{346955,06 \text{ daN} \cdot 1,05}{225 \text{ MPa}} \cdot 35,5 \text{ mm} = 57478,89 \text{ mm}^3$$

$$h = \sqrt{\frac{1,42 \cdot W - Z}{b}} \quad (56)$$

$$h = \sqrt{\frac{1,42 \cdot 57478,89 \text{ mm}^3 - 6416 \text{ mm}^3}{93,4 \text{ mm}}} = 28,37 \text{ mm}$$

$$Z = (d_i + s_1) \cdot s_1^2 \quad (57)$$

$$Z = (397 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot 4 \text{ mm}^2 = 6416 \text{ mm}^3$$

$$b = d_a - d_i - 2 \cdot d'_L \quad (58)$$

$$b = 512 \text{ mm} - 397 \text{ mm} - 2 \cdot 10,8 \text{ mm} = 93,4 \text{ mm}$$

$$d'_L = V \cdot d_L \quad (59)$$

$$d'_L = 0,6 \cdot 18 \text{ mm} = 10,8 \text{ mm}$$

### Brida en condiciones de empaque

$$F_{DV} = \pi \cdot d_D \cdot K_0 \cdot K_1 \quad (49)$$

En el caso que  $F_{DV} > F_{SB}$   $F'_{DV} = 0,2 \cdot F_{DV} + 0,8 \cdot \sqrt{F_{SB} \cdot F_{DV}}$

$$F_{DV} = \pi \cdot 425 \text{ mm} \cdot 120 = 160221,22 \text{ daN}$$

$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{F_{DV}}{K_{20} \cdot n}} + c_5 \quad (52)$$

$$d_k = Z \cdot \sqrt{\frac{160221,22 \text{ daN}}{450 \text{ MPa} \cdot 20}} = 5,44 \text{ mm} \quad (52)$$

$$W_{DV} = \frac{F_{DV} \cdot S'}{K_{20}} \cdot a_D \quad (55)$$

$$W_{DV} = \frac{160221,22 \text{ daN} \cdot 1,05}{225 \text{ MPa}} \cdot 22,5 \text{ mm} = 16823,23 \text{ mm}^3$$

$$h = \sqrt{\frac{1,42 \cdot W - Z}{b}} \quad (56)$$

$$h = \sqrt{\frac{1,42 \cdot 16823,23 \text{ mm}^3 - 6416 \text{ mm}^3}{93,4 \text{ mm}}} = 13,61 \text{ mm}^3$$

$$Z = (d_i + s_1) \cdot s_1^2 \quad (57)$$

$$Z = (397 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot 4 \text{ mm}^2 = 6416 \text{ mm}^3$$

$$b = d_a - d_i - 2 \cdot d'_L \quad (58)$$

$$b = 512 \text{ mm} - 397 \text{ mm} - 2 \cdot 10,8 \text{ mm} = 93,4 \text{ mm}$$

$$d'_L = V \cdot d_L \quad (59)$$

$$d'_L = 0,6 \cdot 18 \text{ mm} = 10,8 \text{ mm}$$

$$b = d_a - d_i - 2 \cdot d'_L \quad (58)$$

$$d'_L = V \cdot d_L \quad (59)$$

## Tubuladuras y refuerzos en condiciones de operación

### Tubuladura 3" lado tubos

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot (A_{so} + A_{s1} + A_{s2}) \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (60)$$

$$\left(\frac{167 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{12 \text{ bar}}{20}\right) \cdot (187,21 \text{ mm}^2 + 145,53 \text{ mm}^2 + 0) \geq \frac{12 \text{ bar}}{10} \cdot 23655,46 \text{ mm}^2$$

$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (61)$$

$$b = \sqrt{(395 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 46,80 \text{ mm}$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (6225)$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(77,92 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 26,51 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{88,9 \text{ mm} \cdot 12 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{165 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 12 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 1,22 \text{ mm}$$

### Tubuladura 3" lado carcasa

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot (A_{so} + A_{s1} + A_{s2}) \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (60)$$

$$\left(\frac{177 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{6 \text{ bar}}{20}\right) \cdot (187,21 \text{ mm}^2 + 145,53 \text{ mm}^2 + 0) \geq \frac{6 \text{ bar}}{10} \cdot 23655,46 \text{ mm}^2$$

$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (61)$$

$$b = \sqrt{(395 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 46,80 \text{ mm}$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (6226)$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(77,92 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 26,51 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{88,9 \text{ mm} \cdot 6 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{177 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 6 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 0,95 \text{ mm}$$

### Tubuladura 1" lado carcasa

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot (A_{so} + A_{s1} + A_{s2}) \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (60)$$

$$\left(\frac{177 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{6 \text{ bar}}{20}\right) \cdot (132,98 \text{ mm}^2 + 32,53 \text{ mm}^2 + 0) \geq \frac{6 \text{ bar}}{10} \cdot 33101,07 \text{ mm}^2$$

$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (61)$$

$$b = \sqrt{(395 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (2,77 \text{ mm})} = 33,25 \text{ mm}$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (6227)$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(27,86 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (2,77 \text{ mm})} = 11,74 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{33,4 \text{ mm} \cdot 6 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{177 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 6 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 0,78 \text{ mm}$$

### Tubuladuras y refuerzos en condiciones de prueba

### Tubuladura 3" lado tubos

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot (A_{so} + A_{s1} + A_{s2}) \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (60)$$

$$\left(\frac{225 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{23,4 \text{ bar}}{20}\right) \cdot (187,21 \text{ mm}^2 + 145,53 \text{ mm}^2 + 0) \geq \frac{23,4 \text{ bar}}{10} \cdot 23655,46 \text{ mm}^2$$

$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (61)$$

$$b = \sqrt{(395 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 46,80 \text{ mm}$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (6228)$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(77,92 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 26,51 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{88,9 \text{ mm} \cdot 23,4 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{225 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 11 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 1,22 \text{ mm}$$

### Tubuladura 3" lado carcasa

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot (A_{so} + A_{s1} + A_{s2}) \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (60)$$

$$\left(\frac{225 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{11 \text{ bar}}{20}\right) \cdot (187,21 \text{ mm}^2 + 145,53 \text{ mm}^2 + 0) \geq \frac{11 \text{ bar}}{10} \cdot 23655,46 \text{ mm}^2$$

$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (61)$$

$$b = \sqrt{(395 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 46,80 \text{ mm}$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (6229)$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(77,92 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (5,49 \text{ mm})} = 26,51 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

$$s = \frac{88,9 \text{ mm} \cdot 11 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{225 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 11 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 0,94 \text{ mm}$$

#### Tubuladura 1" lado carcasa

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot (A_{so} + A_{s1} + A_{s2}) \geq \frac{p}{10} \cdot A_p \quad (60)$$

$$\left(\frac{260 \text{ MPa}}{1,5} - \frac{11 \text{ bar}}{20}\right) \cdot (132,98 \text{ mm}^2 + 32,53 \text{ mm}^2 + 0) \geq \frac{11 \text{ bar}}{10} \cdot 33101,07 \text{ mm}^2$$

$$b = \sqrt{(D_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (61)$$

$$b = \sqrt{(395 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (2,77 \text{ mm})} = 33,25 \text{ mm}$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + s_A - c_1 + c_2) \cdot (s_e - c_1 + c_2)} \quad (6230)$$

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(27,86 \text{ mm} + 4 \text{ mm}) \cdot (2,77 \text{ mm})} = 11,74 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D_a \cdot p}{20 \cdot \left(\frac{K}{S}\right) \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad (33)$$

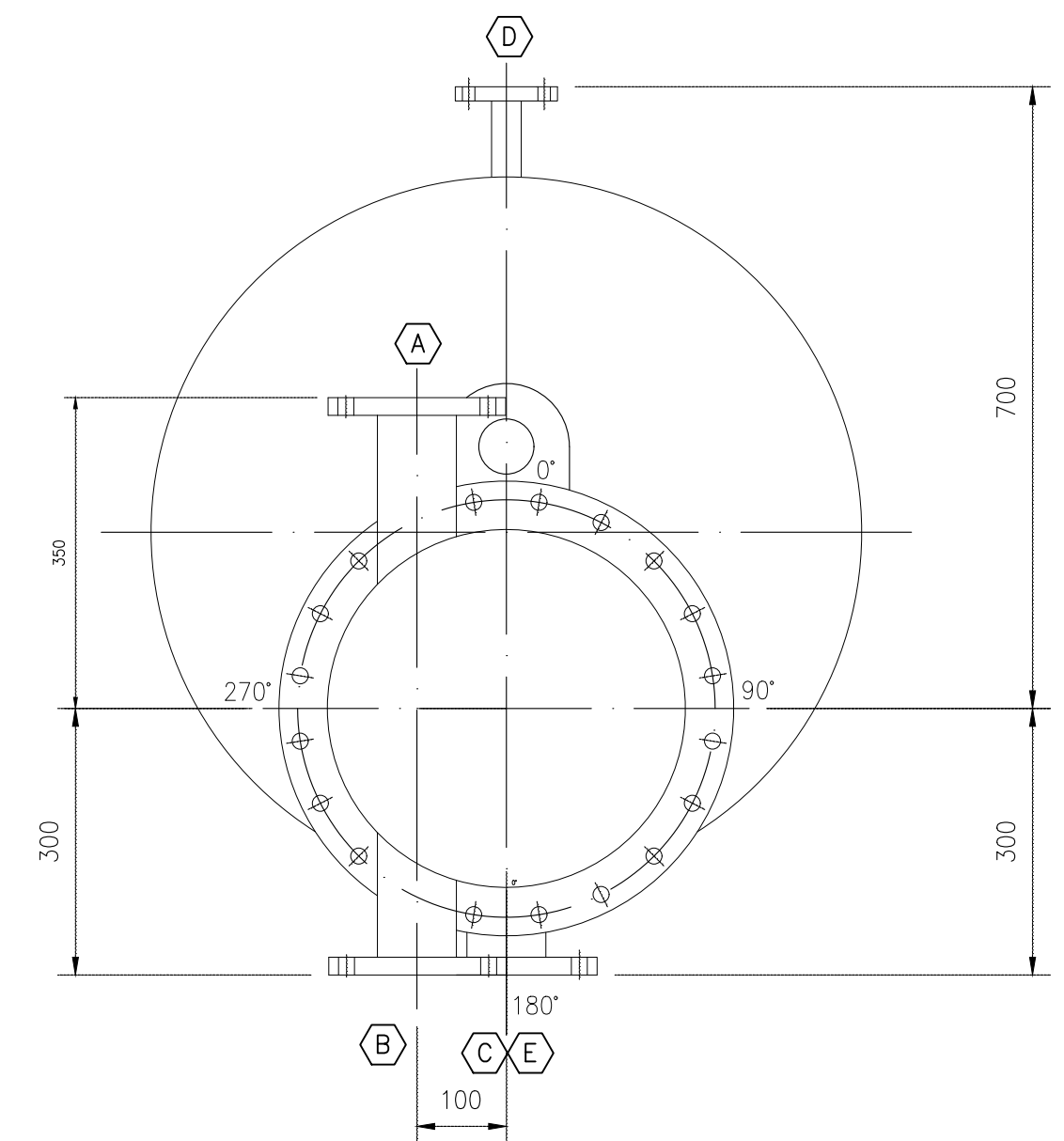
$$s = \frac{33,4 \text{ mm} \cdot 11 \text{ bar}}{20 \cdot \left(\frac{225 \text{ MPa}}{1,5}\right) \cdot 1 + 11 \text{ bar}} + 0,15 \text{ mm} = 0,78 \text{ mm}$$

#### Baffles, tirantes y chapas de partición

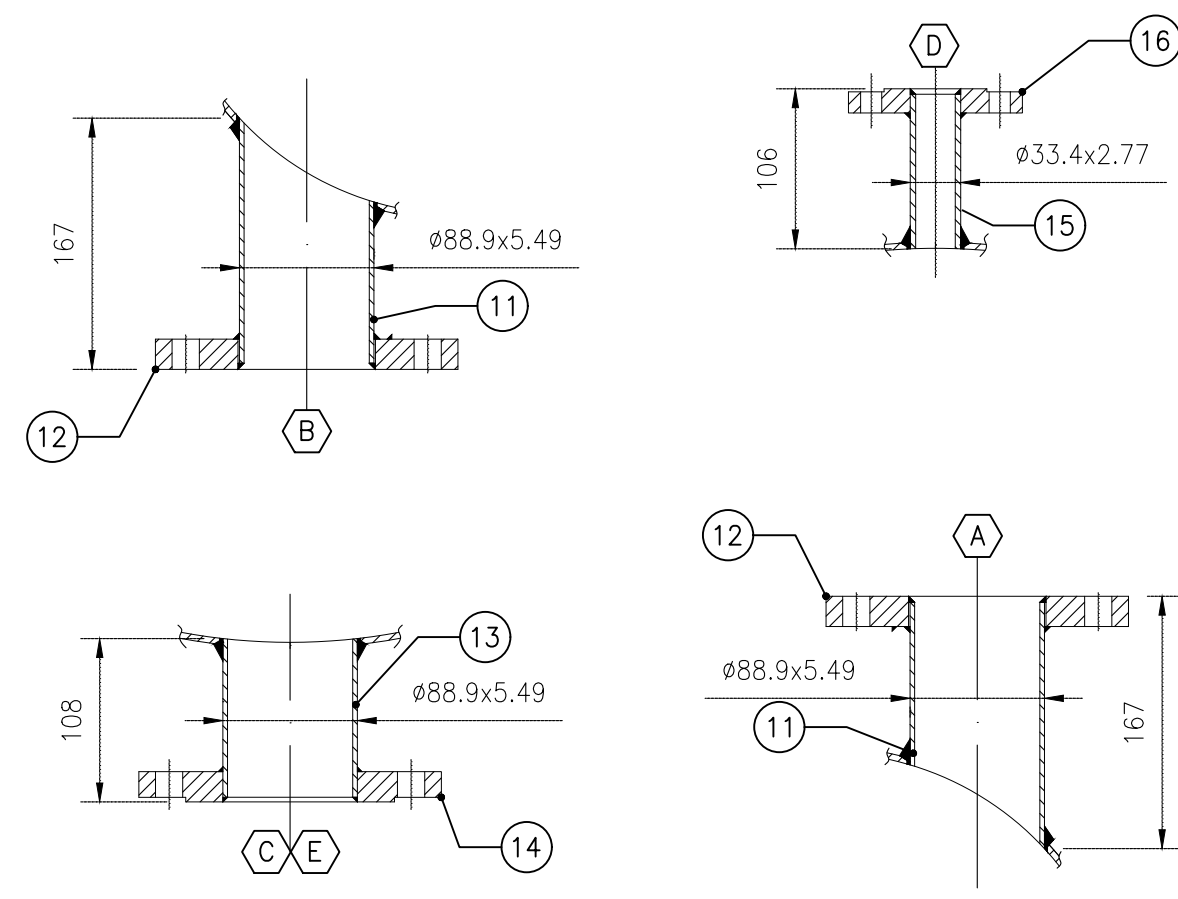
De acuerdo con las tablas expuestas en el TEMA se dispondrán tres baffles de 391 mm de diámetro y 10 mm de espesor. En cuanto a los tirantes se dispondrán 6 de ellos de diámetro 10 mm. Las chapas de partición serán de 8 mm de espesor.



### 3. Planos



Technical drawing of a dome structure. The drawing shows a cross-section of a dome with a height of 600. The dome is supported by a base with a width of 160. The base is divided into two sections, each with a width of 8. The dome is labeled with callouts 7, 8, 9, and 10. The dome is supported by a base with a width of 160. The base is divided into two sections, each with a width of 8. The dome is labeled with callouts 7, 8, 9, and 10. The dome is supported by a base with a width of 160. The base is divided into two sections, each with a width of 8. The dome is labeled with callouts 7, 8, 9, and 10.



Technical drawing of a rectangular plate with the following dimensions and features:

- Overall width: 600
- Overall height: 60
- Distance from left edge to center of hole: 350
- Distance from right edge to center of hole: 350
- Distance from left edge to center of hole: 70
- Distance from right edge to center of hole: 70
- Hole diameter:  $\varnothing 24$  para tornillo M24
- Plate thickness: 8

Technical drawing of the front view of a mechanical assembly. The drawing shows a central vertical shaft with a central rectangular slot. On either side of the shaft are two large, curved, wavy components. The overall width is 512, and the height is 512. The central slot has a width of 405. The shaft has a diameter of 470. The wavy components have a diameter of 405. The shaft is secured with 20 Torx M16 screws. The drawing includes dimension lines and labels for various parts and dimensions.

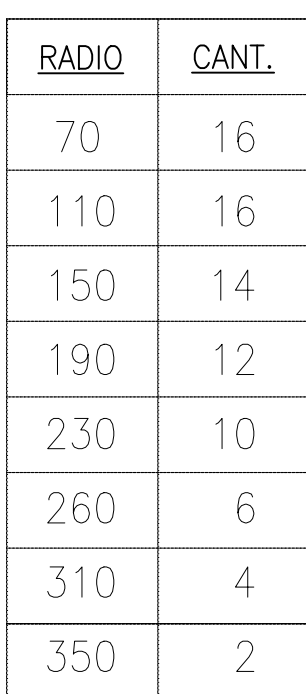
Technical drawing of a circular flange. The drawing shows a top view of a circular part with a central hole. The outer diameter is labeled  $\phi 425$  and the inner diameter is labeled  $\phi 405$ . A callout (21) points to the outer edge. A dimension of 3 Esp is indicated on the right side, pointing to the thickness of the flange.

Technical drawing of a mechanical part showing a cross-section with a 45-degree chamfer and a 2x2 dimension.

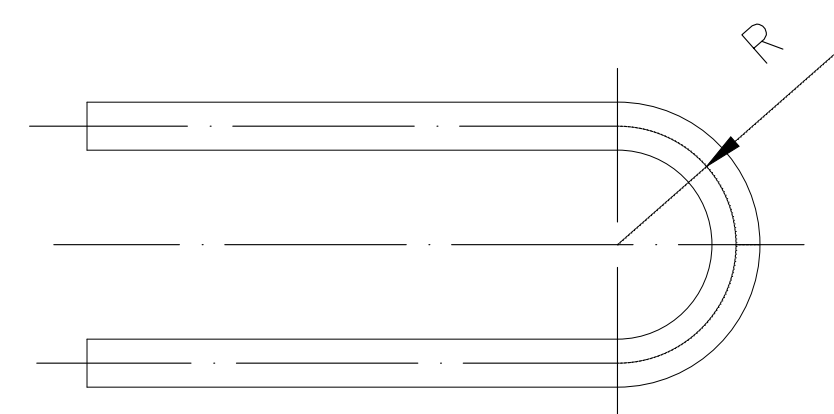
## DETALLES

## SOLDADURA

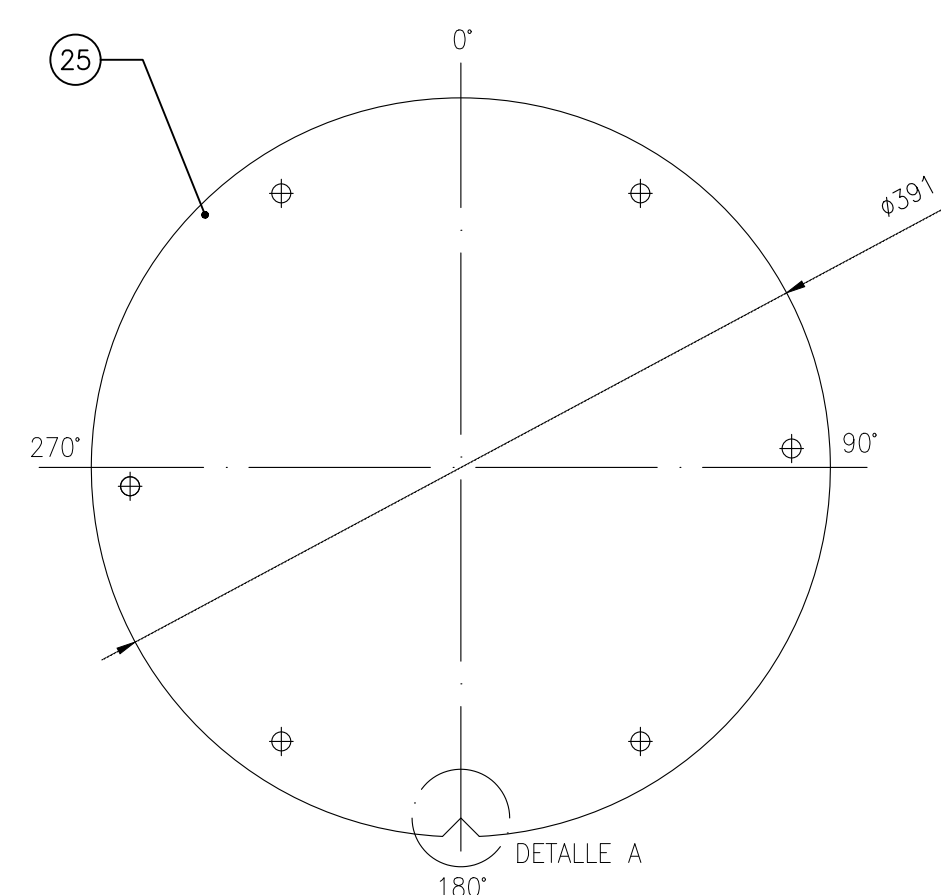
NOTAS	1. - TODAS LAS COTAS ESTÁN EN mm, EXCEPTO DONDE SE INDICA.														
	2. -LOS TALADROS DE LAS BRIDAS SE REALIZARÁN A CABALLO DE LOS EJES.														
	-	-	-	-			-	-							
	-	-	-	-			-	-							
	-	-	-	-			-	-							
	-	-	-	-			-	-							
	E	1	80	DIN 2576 PN 10	-	SALIDA AGUA PRESA									
	D	1	25	DIN 2576 PN 10	-	SALIDA VAPOR									
	C	1	80	DIN 2576 PN 10	-	ENTRADA AGUA CARCASA									
B	1	80	DIN 2502 PN 16	-	SALIDA AGUA TUBOS										
A	1	80	DIN 2502 PN 16	-	ENTRADA AGUA TUBOS										
Marca	Cont.	D.N.	Close		Caro	Servicio			Obs.						
LISTA DE MATERIALES	22	2	OREJAS	S/ DETALLE		AISI-316L									
	21	1	JUNTA	ø425-ø405		Klingersil									
	20	20	TUERCAS	M16		A2-70									
	19	20	ESPÁRRAGOS	M16		A2-70									
	18	2	BRIDA	S/ DETALLE		AISI-316L									
	17	1	PRESA	S/ DETALLE		AISI-316L									
	16	1	BRIDA	DIN 2576 DN 25 PN 10		AISI-316L									
	15	1	TUBO	ø33,4x102x2,77 Esp.		AISI-316L									
	14	2	BRIDA	DIN 2576 DN 80 PN 10		AISI-316L									
	13	2	TUBO	ø88,9x102x5,49 Esp.		AISI-316L									
	12	2	BRIDA	DIN 2502 DN 80 PN 16		AISI-316L									
	11	2	TUBO	ø88,9x161x5,49 Esp.		AISI-316L									
	10	2	BASE SOPORTE	S/ DETALLE		S275JR									
	9	2	REF. SOPORTE	S/ DETALLE		S275JR									
	8	4	CARTELA SOPORTE	S/ DETALLE		S275JR									
	7	2	CUNA SOPORTE	S/ DETALLE		S275JR									
	6	1	FONDO KLOPPER	øExt.800x4 Esp.		AISI-316L									
	5	1	FONDO KLOPPER	øExt.403x4 Esp.		AISI-316L									
	4	1	VIROLA	ø800xø403x687x4 Esp.		AISI-316L									
	3	1	VIROLA	øExt.403x200x4 Esp.		AISI-316L									
2	1	VIROLA	øExt.403x100x4 Esp.		AISI-316L										
1	1	VIROLA	øExt.800x3000x4 Esp.		AISI-316L										
Marca	Cont.	Denominación	Dimensiones			Material		Obs.							
DATOS TÉCNICOS	CODIGO		AD-Merkblätter		CARCASA		TUBOS								
	PRESION DE DISEÑO		Bar g.		6		12								
	TEMPERATURA DE DISEÑO		°C		160		200								
	PRESION DE OPERACION		Bar g.		4		10								
	TEMPERATURA DE OPERACION		°C		143,1		175								
	PRESIÓN PRUEBA HIDRAULICA		Bars.		11		23,4								
	FLUIDO				AGUA/VAPOR		AGUA								
	DENSIDAD DEL FLUIDO		kg/Nm <sup>3</sup>		-		-								
	TRATAMIENTO TERMICO				NO		NO								
	RADIOGRAFIADO				POR PUNTOS		POR PUNTOS								
	EFICIENCIA SOLDADURA				0,85		0,85								
	MARGEN DE CORROSION		mm.		0		0								
	VOLUMEN		Lts		1.629		128								
	PESO VACIO		Kg		925										
	PESO LLENO DE AGUA		Kg		2.682										
	AISLAMIENTO		Si		ESPESOR		100 mm								
	CATEGORIA		II		MÓDULO A2										
0	-					O.B.P									
REV.	FECHA	MODIFICACION				DIB.									
<div><div>EEBE UPC</div><div>KETTLE</div></div> <div><div>Nº Fab.: -</div><div><table><tr><td>-</td><td></td><td>kettle-1</td><td>0</td></tr><tr><td>Feccto</td><td>Nºcero</td><td colspan="2">Resulto</td></tr></table></div></div>								-		kettle-1	0	Feccto	Nºcero	Resulto	
-		kettle-1	0												
Feccto	Nºcero	Resulto													



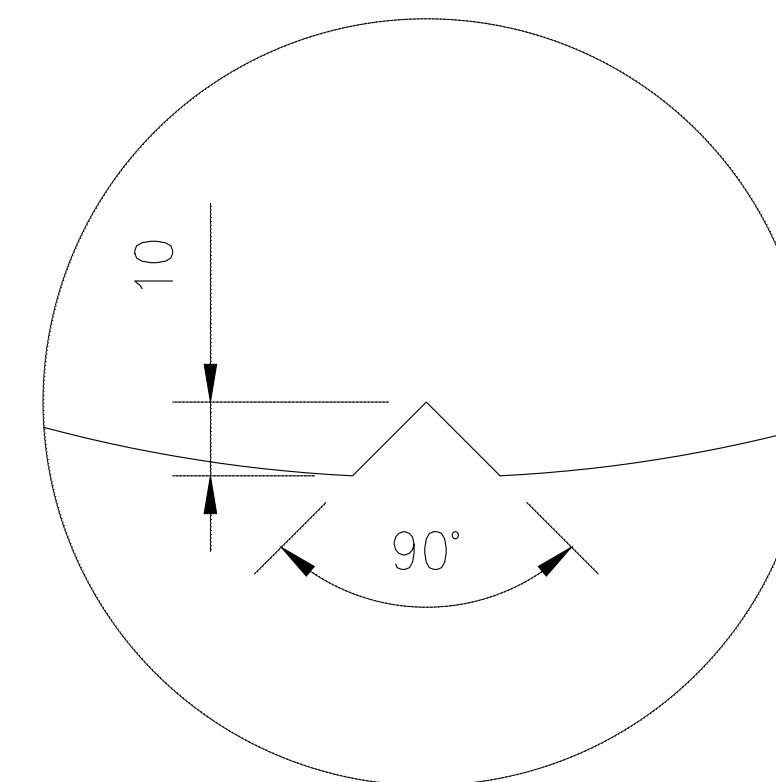
### DETALLE TUBOS



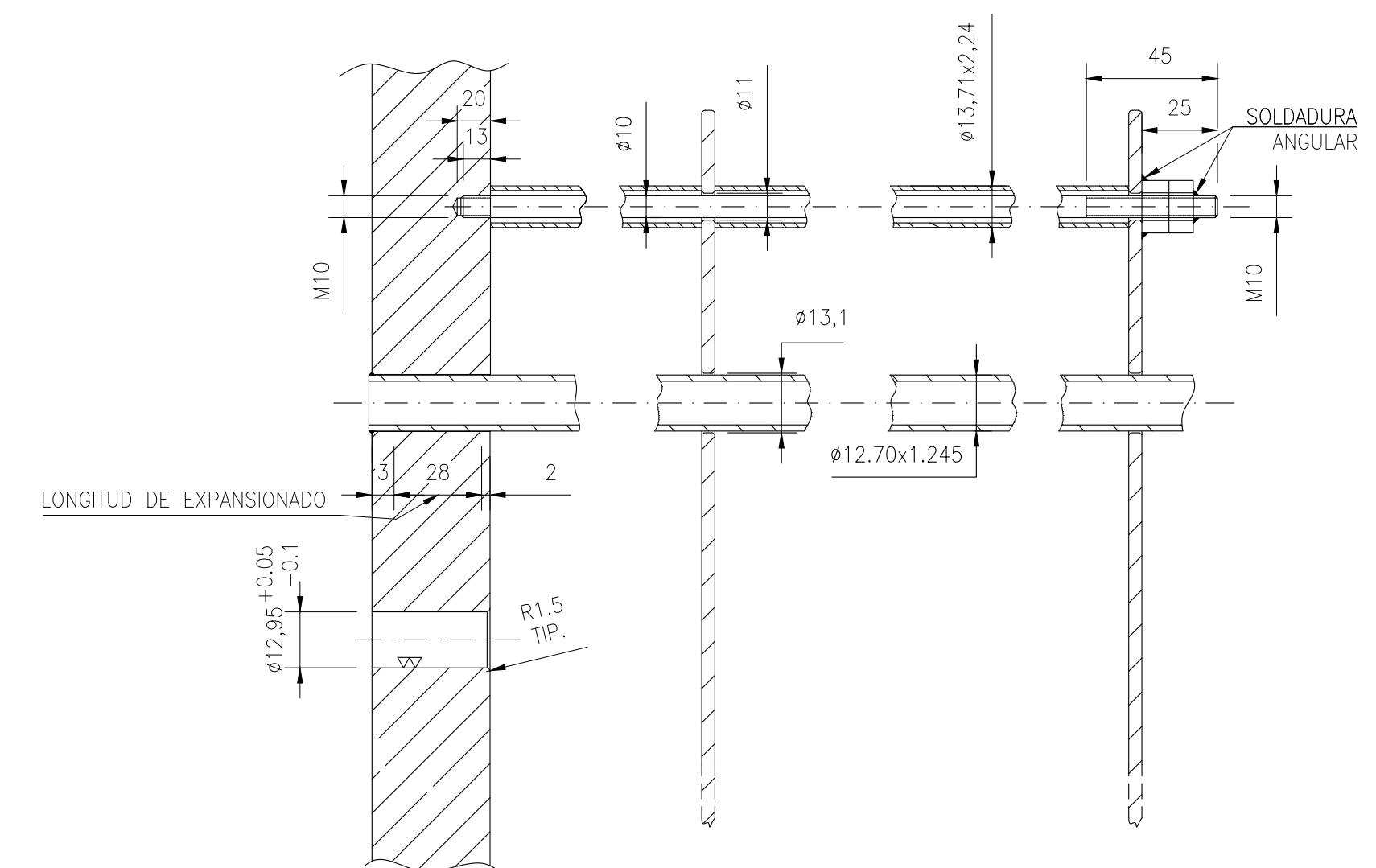
VISTA EN ALZADO  
ESCALA (1:4)



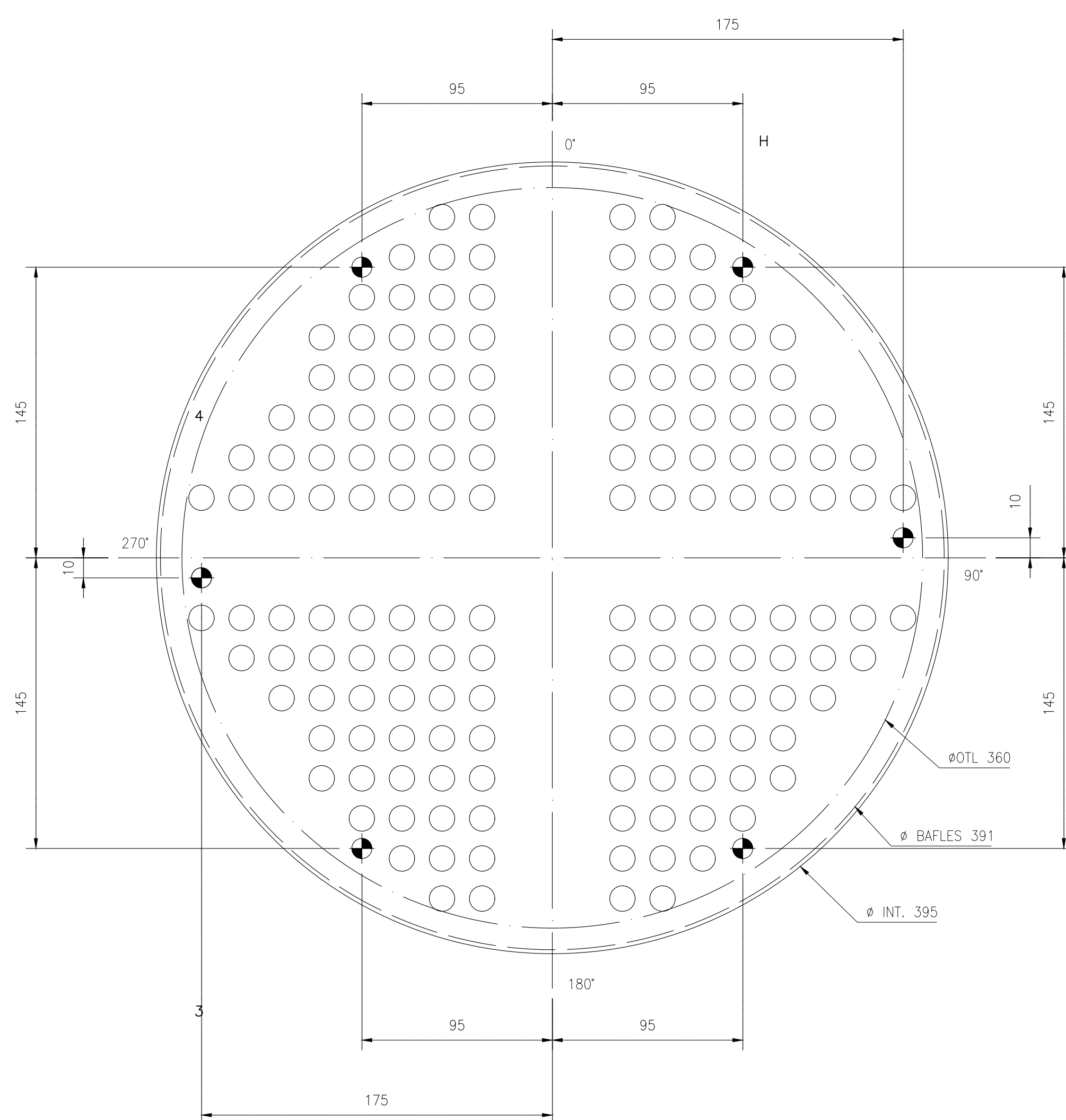
DETALLE BAFLES  
ESCALA (1:4)



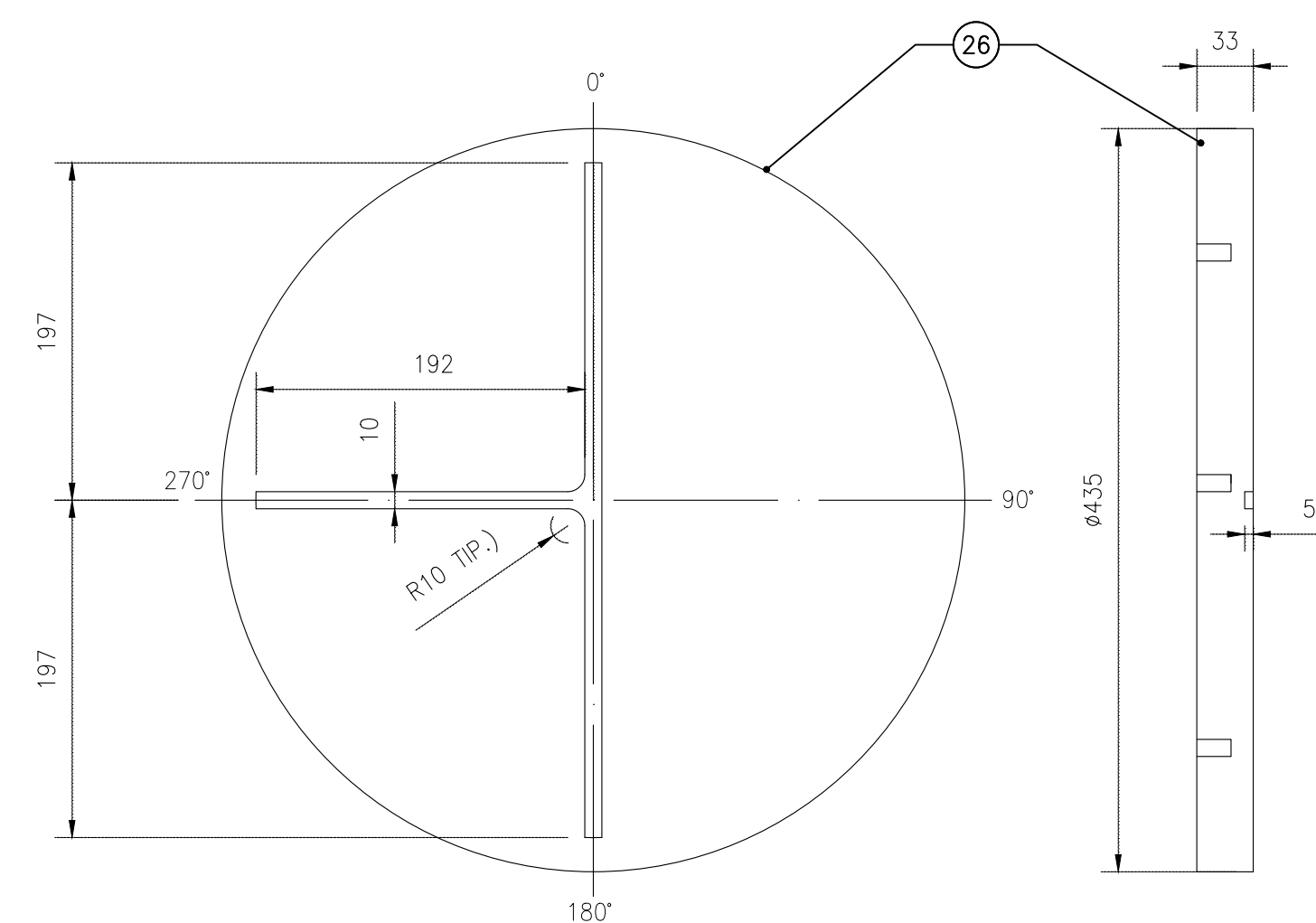
DETALLE A  
ESCALA (1:1)



DETALLE UNIONES PLACA  
TUBULAR  
ESCALA (1:5)



DISTRIBUCIÓN TUBULAR  
ESCALA (1:2)



DETALLE PLACA TUBULAR  
ESCALA (1:4)

LISTA DE MATERIALES										
	26	1	PLACA TUBULAR	S/DETALLE						
	25	3	BAFLES	ø391x10 Esp.						
	24	6	TIRANTES	øExt.403x3050						
	23	320	ESPACIADORES	øExt.13,71x990x2,24 Esp.						
	22	80	TUBOS EN U	øExt.12,70x3200x1,245 Esp.						
	Marca	Cont.	Denominacion	Dimensiones			Material			Obs.
	0	-	-				O.B.P			
REV.	FECHA			MODIFICACION			DIB.			

## EEBE UPC

## KETTLE

N° Fab.: -

kettle-2

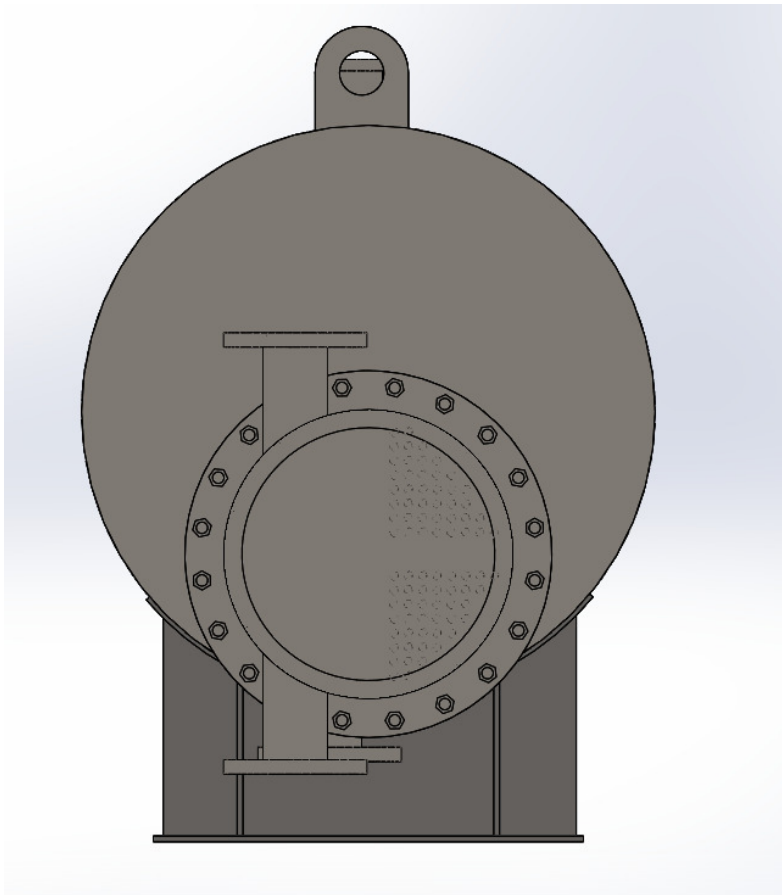
Escala

Numero

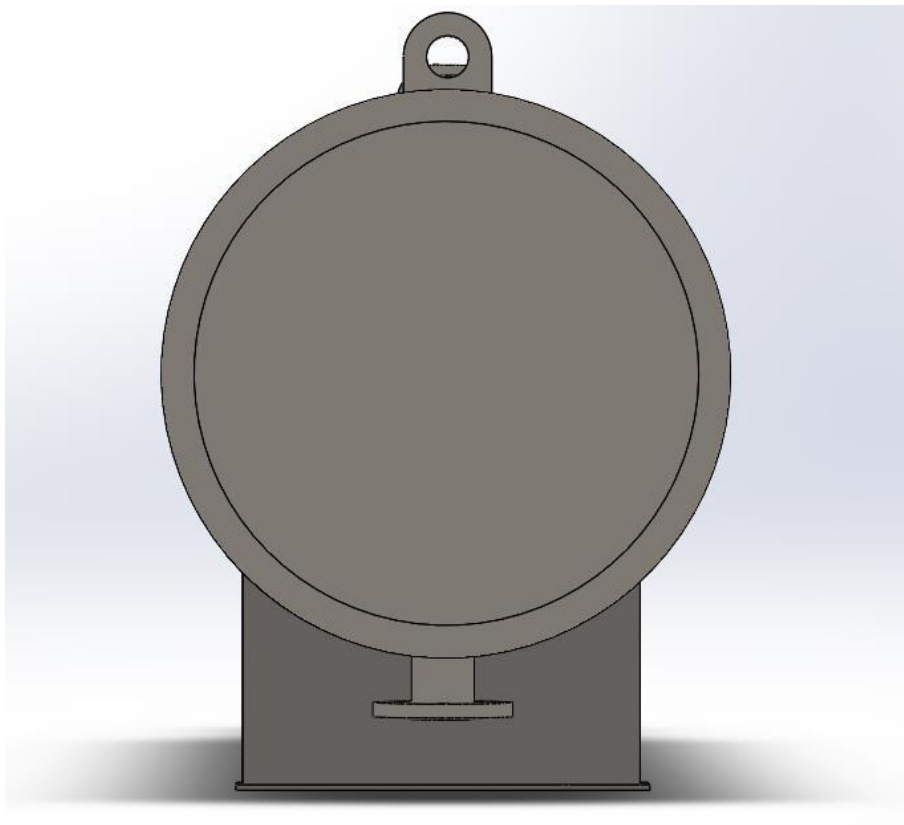
Revisor

## 4. Diseño 3D

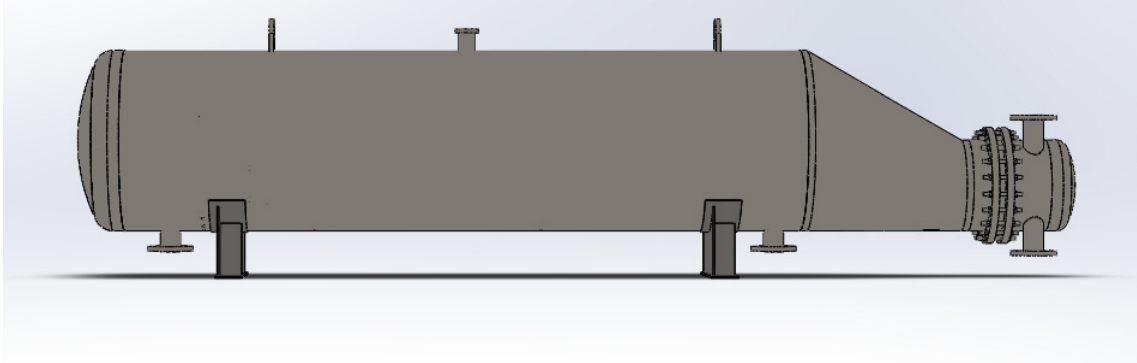




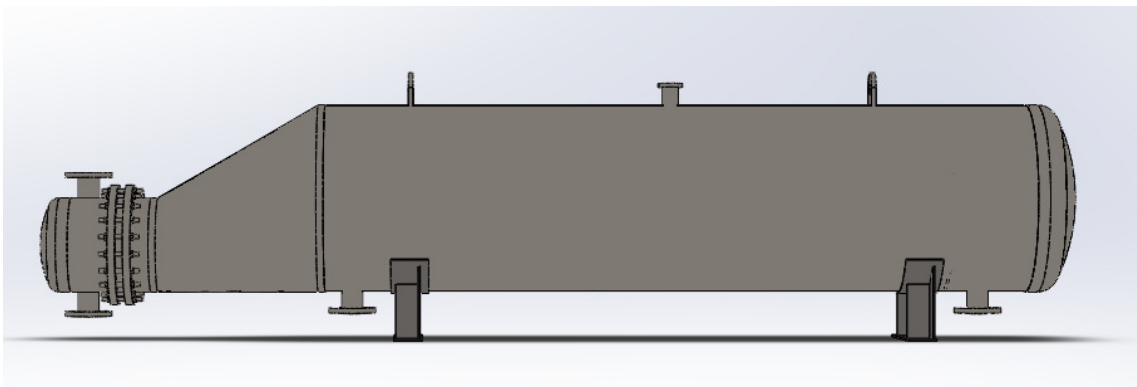
**Fig.1.** Vista frontal



**Fig.2.** Vista posterior



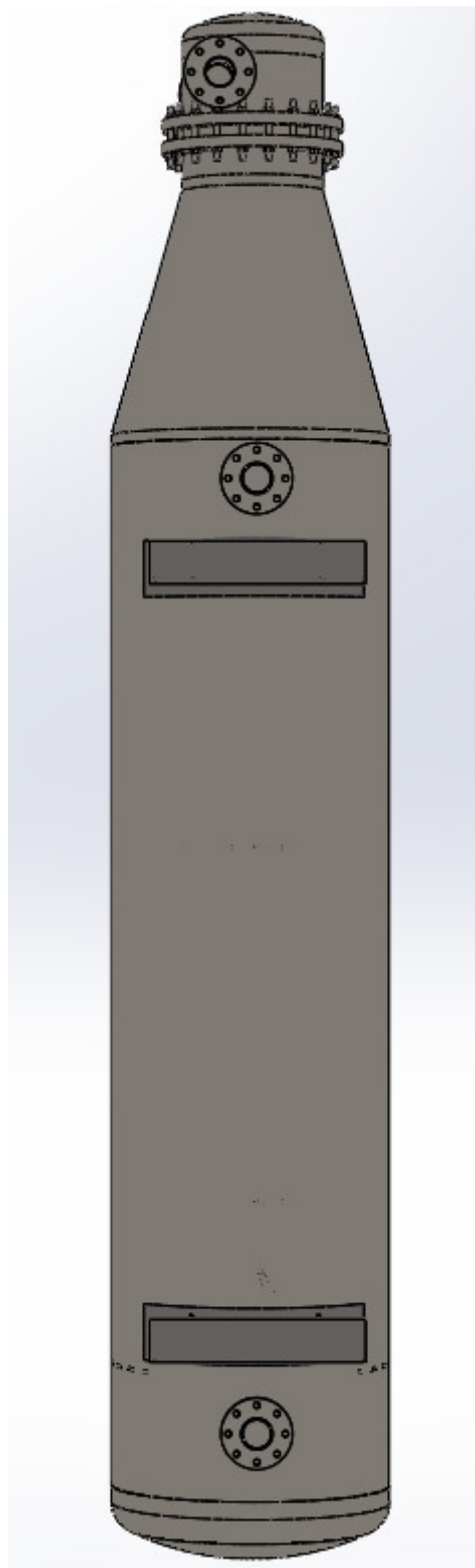
**Fig.3.** Vista izquierda.



**Fig.4.** Vista derecha.

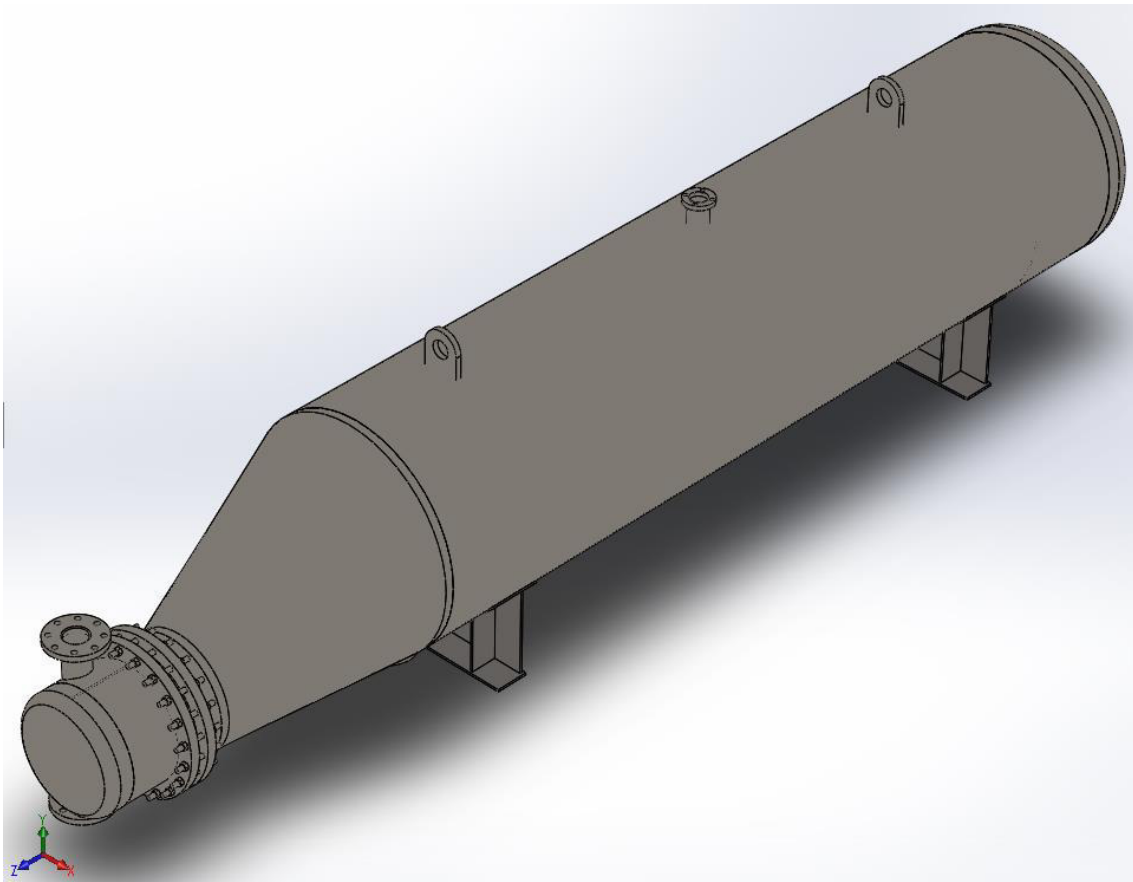


**Fig.5.** Vista superior.

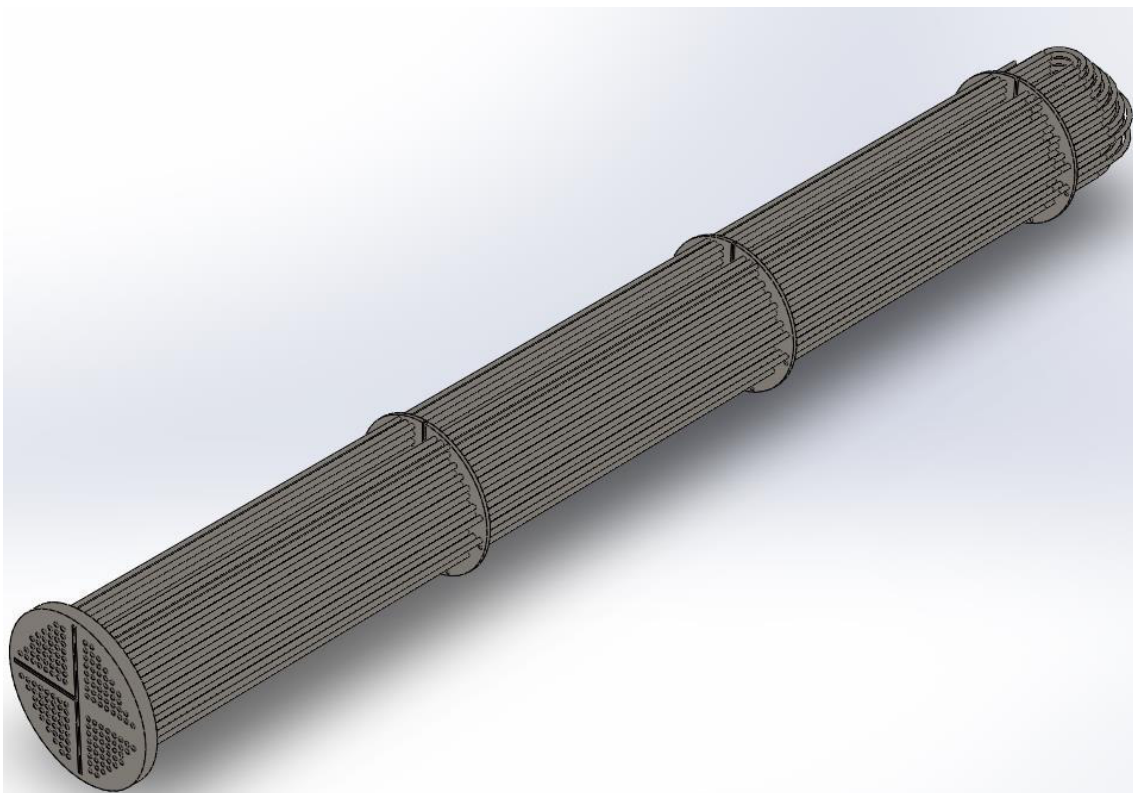


**Fig.6.** Vista inferior.

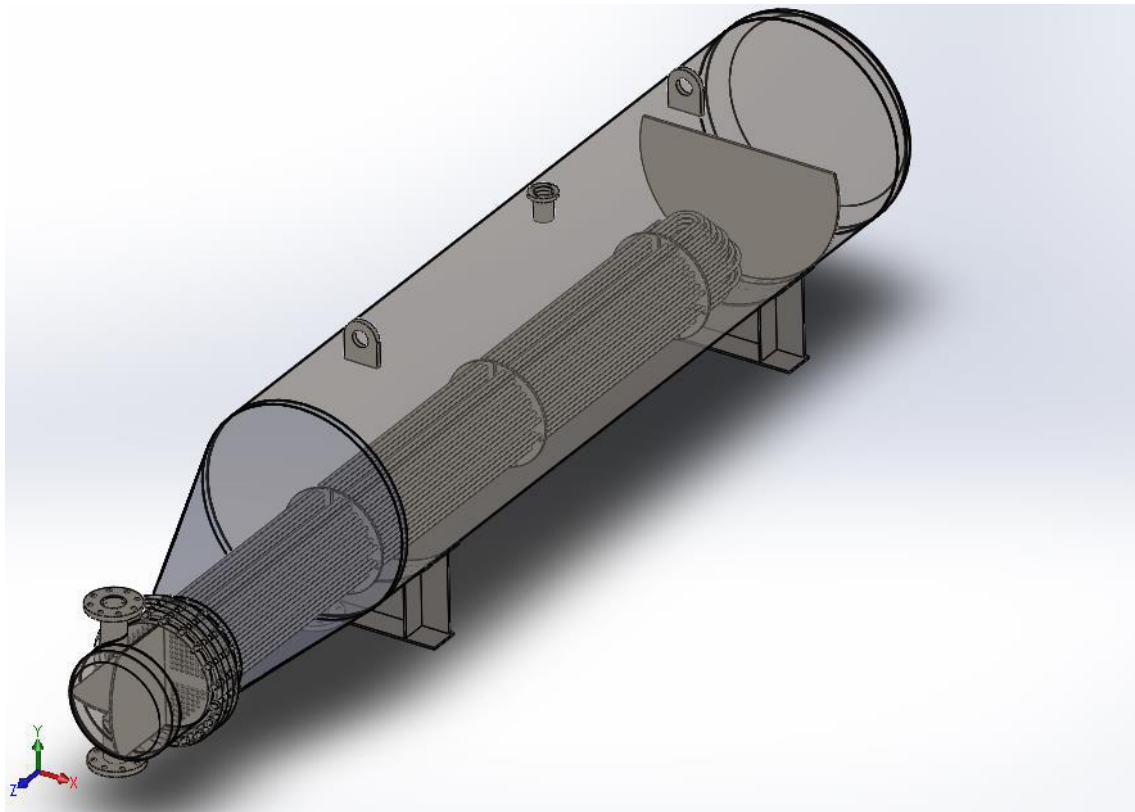




**Fig.7.** Vista isométrica.



**Fig.8.** Vista isométrica del haz tubular.



**Fig.9.** Vista isométrica con transparencias.